ДЕТАЛИ И МЕХАНИЗМЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Том 1

ОБЩИЕ ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ; НАПРАВЛЯЮЩИЕ и НЕСУЩИЕ СИСТЕМЫ

Под редакцией
д-ра техн. наук проф.
Д. Н. РЕШЕТОВА

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1972

Коллектив авторов под ред. д-ра техн. наук Д. Н. Решетова. Детали и механизмы металлорежущих станков, т. 1. М., «Машиностроение», 1972, стр. 664.

В книге освещены общие основы конструирования, даны рекомендации по конструированию и расчету основных деталей и механизмов станков.

Книга базируется на больших экспериментальных и теоретических работах, выполненных в ЭНИМСе за последние годы, и обобщает опыт советского и зарубежного станкостроения. В книге описаны новые прогрессивные конструкции деталей и механизмов; особое внимание уделено вопросам повышения точности и долговечности станков.

Впервые систематизированно изложен комплекс вопросов, связанных с расчетом и выбором оптимальных конструкций станин, направляющих, шпинделей и их опор с позиций обеспечения долговечности и точности станков.

Книга предназначена для конструкторов-станкостроителей, а также может быть полезна для работников других отраслей точного машиностроения.

Табл. 85, илл. 335, библ. 235 назв.

*КОЛЛЕКТИВ АВТОРОВ: д-р техн. наук проф. **Д. Н. Решетов**, д-р техн. наук **В. В. Каминская**, канд. техн. наук **А. С. Лапидус**, д-р. техн. наук **З. М. Левина**, канд. техн. наук **Г. А. Левит**, канд. техн. наук **Б. Г. Лурье**, канд. техн. наук **Г. В. Острецов**, канд. техн. наук **Р. М. Пратусевич**, канд. техн. наук **А. А. Рамонис**, канд. техн. наук **Е. И. Ривин**, канд. техн. наук **Ю. Н. Соколов**, канд. техн. наук **А. М. Фигатнер***

Рецензент д-р техн. наук проф. В. Э. Пуш

ПРЕДИСЛОВИЕ

За годы Советской власти наша страна превратилась в одну из самых развитых стран мира. Советский Союз создал мощную станкостроительную промышленность. Отечественное станкостроение к настоящему времени представляет собой отрасль промышленности, способную обеспечивать новейшими производительными станками не только промышленность СССР, но и экспортировать значительную их часть.

За последние годы происходит закономерный и непрерывный процесс опережающего роста выпуска станков прогрессивных групп: высокопроизводительных и автоматизированных, в том числе с числовым программным управлением, прецизионных станков, станков для новых методов обработки, в частности электрофизических и электрохимических. Важная роль сохраняется за тяжелыми станками.

Основные задачи, стоящие перед станкостроением — значительное повышение производительности труда и уровня автоматизации в машиностроении, удовлетворение непрерывно повышающихся требований к точности обработки, повышение надежности станков.

Если ранее проектирование станков могло основываться на подобии с хорошо зарекомендовавшими себя конструкциями, на условных расчетах и индивидуальном опыте конструкторов, то в настоящее время необходимы статистические обобщения опыта эксплуатации станков и экспериментальных исследований, уточненные методы расчета, соответствующие истинным критериям работоспособности станков, расчетная оптимизация параметров конструкций.

Настоящая книга (в двух томах) обобщает работы авторов в ЭНИМСе и опыт станкостроения по расчету и конструированию деталей и механизмов станков, как машин высокой точности. Первый том посвящен общим вопросам конструирования, направляющим скольжения и качения, несущим системам; второй том — деталям и механизмам привода.

Охвачен большой комплекс экспериментальных исследований, теоретических расчетов, представлены результаты изучения

работоспособности станков в эксплуатации. Изложены вопросы расчета и проектирования новых узлов: с элементами качения — направляющих, передач винт—гайка и шлицевых соединений; гидростатических направляющих и подшипников; антивибрационных устройств и др.

Расчеты доведены до достаточно простой, удобной для использования формы, так как при проведении исследований была поставлена задача выявить и проанализировать основные закономерности рассматриваемых явлений.

В книге не рассмотрены вопросы проектирования комплексных механизмов, в частности коробок скоростей и подач, как относящиеся к кинематике станков и достаточно подробно освещенные в литературе. Не затрагиваются также вопросы управления, составляющие самостоятельную сложную проблему.

Книга предназначена для конструкторов станкостроителей. Она может также представить интерес для работников других отраслей точного машиностроения.

РАЗДЕЛ I

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ СТАНКОВ

ВВЕДЕНИЕ

Станки должны обеспечивать возможность высокопроизводительного изготовления без последующей ручной доводки деталей, удовлетворяющих современным непрерывно возрастающим требованиям к точности. Поэтому проектирование станков и их наиболее ответственных деталей и механизмов, в частности деталей несущей системы, делительных цепей и др., в значительной степени подчиняется *критерию точности*. К этому критерию относятся: точность изготовления, сохранение точности в работе (обеспечиваемое малостью приведенных упругих, температурных деформаций и амплитуд колебаний, точностью настройки) и сохранение точности за установленные межремонтные периоды (обеспечиваемое малым износом и короблением от остаточных напряжений).

Подавляющее большинство станков является станками универсальными. Эти станки строят на неопределенного потребителя и на *вероятностные режимы* нагрузки. Режимы работы большинства станков *повторно-кратковременные* с чередованием тяжелых и легких режимов, с перерывами на установку и снятие деталей.

Для станков и их механизмов характерна относительно сложная кинематика и в первую очередь *широкий диапазон регулирования* скоростей и подач.

Станки выпускают в огромном количестве типоразмеров, отсюда *большое многообразие деталей и механизмов* станков.

Важнейшим направлением развития технологии машиностроения является *автоматизация* и, следовательно, широкое применение в станках средств механической, гидравлической, пневматической, электрической и электронной автоматики. Автоматизация вызвала резкое повышение требований к *надежности станков*, особенно работающих крупными комплексами и специальных высокопроизводительных станков. Рабочий процесс станков характерен способностью возбуждения в системе в широком диапазоне режимов *автоколебаний* и *вынужденных колебаний* [1].

[1] Расчеты устойчивости процесса обработки в настоящей книге не рассматриваются, так как они относятся к системе станка и процессу в целом, а механизмы и детали станков должны проектироваться на нормальную работу при устойчивом резании.

К специфическим вопросам работы станков относятся: относительно *низкая стойкость инструмента, образование значительного количества тепла и стружки.* Поэтому необходимы устройства для быстрой смены инструмента, проходы и емкости для стружки и охлаждающей жидкости и т. д.

Детали и механизмы станков имеют очень много общего с деталями и механизмами машин других отраслей современного машиностроения. Поэтому опыт станкостроения может быть полезен и для других отраслей машиностроения.

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ В РАЗВИТИИ КОНСТРУКЦИЙ СТАНКОВ

Рассмотрим три основных направления: повышение уровня автоматизации, повышение производительности и повышение точности. *Автоматизация* особенно эффективна в сочетании с новой высокопроизводительной технологией. Автоматизация универсальных станков и станков общего назначения осуществляется в основном в направлении развития программного управления, а также копирной обработки. *Программированная обработка* является высокой формой автоматизации серийного и мелкосерийного производства. Обработка производится автоматически на основе информации, зафиксированной на программоносителе. Станки с программным управлением обеспечивают существенное сокращение числа рабочих, в первую очередь за счет резкого уменьшения времени на наладку, переналадку и контрольные операции и возможности обслуживания одним рабочим двух или нескольких станков. Они не требуют от рабочих длительных производственных навыков. Облегчаются условия труда. Обеспечивается высокое стабильное качество изделий. Резко упрощается технологическая оснастка.

Станки с программным управлением особенно выгодно применять для изготовления деталей сложной конфигурации. Переход на программное управление является принципиальным этапом в развитии станков.

Успешно развиваются системы: а) циклового программного управления, в которых с помощью штеккерных устройств, наборов переключателей или многопозиционных барабанов программируется цикл и режимы обработки, а величина перемещений устанавливается упорами или другими специальными средствами б) числового программного управления, в которых, кроме цикла и режимов обработки, программируются требуемые размеры деталей, а также при необходимости вспомогательные операции в частности смена инструмента.

Применяются три вида числового управления: 1) позиционное для сверлильно-расточных и аналогичных станков, для которых важно обеспечить точное взаимное расположение инструмента и детали в начале обработки; 2) прямоугольное в основном для

токарных и фрезерных станков, обеспечивающее заданные перемещения вдоль одной из координатных осей (обработка ступенчатых валов и т. д.); 3) непрерывное, позволяющее обрабатывать детали сложного профиля, обеспечивающее наибольший эффект и наиболее перспективное. На программное управление распространяются принципы агрегатирования.

Станки с программным управлением создаются, как правило, в виде станков новых конструкций, реализующих в полной мере возможности программного управления, и на базе тяжелых универсальных станков.

К числу тенденций развития станков с числовым программным управлением относят: концентрацию операций при одном установе, автоматическую смену инструментов, сокращение числа расточных инструментов за счет введения поперечного перемещения суппортов и превращения станков в контурные, переход на системы управления на интегральных элементах, расширение возможностей коррекции программы на радиус и длину инструмента, на скорость и подачу без переделки программы, применение центральной системы управления для группы станков.

К деталям и механизмам программных станков предъявляют требования повышенной износостойкости в связи с увеличенными ходами столов и суппортов, повышением производительности станков и уменьшением допустимых зазоров.

Развиваются многооперационные программные станки «обрабатывающие центры» с автоматической сменой инструмента, обрабатывающие детали за один установ. Станки строятся с компоновками по типу вертикально-сверлильных, расточных, консольных, бесконсольных и продольно-фрезерных и других станков. Устройства для автоматической смены инструмента выполняют в виде револьверных головок, магазинов разных типов, а также в виде комбинаций магазинов и револьверных головок и магазинов-конвейеров. Достоинствами станков этого типа являются отсутствие необходимости перестановки детали, высокая производительность (доля машинного времени составляет 65—70%), точность, сокращение цикла обработки и межоперационных площадей. Строят автоматические линии из станков типа «обрабатывающие центры».

В последние годы разрабатывают станки с автоматической оптимизацией обработки с помощью *адаптивной системы управления*, т. е. системы управления с обратной связью по параметрам обработки. Адаптивные системы можно разделить на работающие по априорно заданным зависимостям и самонастраивающиеся. С помощью адаптивных систем управление процессом обработки осуществляется либо в соответствии с заданными частными критериями, например при поддержании постоянства скорости подачи вдоль профиля, силы резания, упругих перемещений и т. п., либо по общему критерию — при минимизации приведенных затрат.

Автоматическое регулирование режимов резания оказалось, в частности, экономически целесообразным в станках с программным управлением, имеющих следящий привод подачи и поэтому требующих для автоматического регулирования подачи минимальных затрат.

Копирная обработка развивается в направлении расширения выпуска и применения копировальных станков, а также копировальных суппортов на универсальных станках. Высокие режимы резания при однорезцовой копирной обработке позволяют получить производительность не ниже, чем при многорезцовой обработке при более высокой точности. На мощных копировальных станках применяют копирную обработку блоками инструментов.

Общей тенденцией перспективного развития технологии серийного и мелкосерийного производства является расширение изготовления деталей на предметно замкнутых быстро переналаживаемых участках с использованием типовых процессов крупного производства.

Важнейшим направлением автоматизации является *комплексная автоматизация технологических процессов*, внедрение автоматических линий и цехов. Автоматические линии строят на основе типового оборудования. Разрабатывают типовые автоматические линии на базе унифицированных технологических процессов. Смена объектов производства и ограниченный выпуск изделий в ряде отраслей машиностроения потребовали создания переналаживаемых автоматических линий. Расширяется применение многономенклатурных автоматических линий из станков широкого назначения.

Наибольшее значение в машиностроении имеют линии следующих типов:

1. Линии для обработки корпусных деталей (в том числе блоков цилиндров и головок двигателей, коробок передач, корпусов электродвигателей и т. д.). Детали, как правило, обрабатываются в неподвижном состоянии с разных сторон многими инструментами, получающими как главное движение, так и движение подачи. На линиях производятся операции сверления, зенкерования, растачивания, развертывания, нарезания резьбы, фрезерования, протачивания. Линии строят на базе агрегатных станков. Для сложных деталей применяют комплексные линии, состоящие из нескольких линий с переменным числом потоков.

2. Линии для обработки тел вращения типа валов. Сюда относятся линии для обработки валов роторов электродвигателей переналаживаемые для двигателей нескольких габаритов, типовые переналаживаемые линии для ступенчатых валов, линия для обработки вагонных осей, линии для валов на базе серийных токарно-копировальных и фрезерно-центровальных станков и др.

3. Линии для обработки коротких тел вращения: колец, втулок, дисков. Сотни автоматических линий изготовлены для подшипниковой промышленности, успешно работает ряд автоматических цехов. Построены линии для обработки зубчатых колес.

Разрабатывается единая гамма унифицированных агрегатных станков и автоматических линий с резким снижением числа типоразмеров.

Области автоматизации технологических процессов в машиностроении расширяются. Строятся автоматические линии для электроимпульсной обработки, динамической балансировки, сборочных операций и др. Комплексные автоматические производства включают, кроме механической обработки, мойку и контроль, а для наиболее массовых деталей также заготовительные операции, термическую обработку, сборку, упаковку.

Повышение производительности обработки в части интенсификации режимов резания происходит по всем основным направлениям — повышению скорости резания, толщины срезаемого слоя, суммарной длины режущих кромок.

Скорости резания резко скачкообразно повышались при переходе от углеродистых инструментальных сталей к быстрорежущим и от быстрорежущих — к твердым сплавам. В настоящее время рост скоростей резания замедлился и связан в основном с расширением применения твердосплавного инструмента, инструмента из вольфрамо-кобальтовых сталей и других высокопроизводительных инструментов. Находят применение скоростное протягивание и скоростное шлифование.

Увеличение толщины среза (обработка с большими подачами) распространяется в основном на обработку жестких деталей; при этом предъявляются повышенные требования к жесткости оборудования.

В настоящее время наибольшее повышение производительности может быть достигнуто увеличением *суммарной длины режущих кромок*. Сюда относятся точение многорезцовыми головками с тангенциальной подачей (повышение производительности более 2 раз), зуботочение (повышение производительности в 3—5 раз), зубострогание охватывающими головками, зубозакругление, шлицестрогание, шлицепротягивание и т. д. В шлифовальных станках с этой целью увеличивают ширину и диаметр круга. Применяют зубошлифование абразивным червяком.

Повышение режимов резания особо актуально для специальных и специализированных станков. Обеспечивается оптимизация режимов резания — бесступенчатым или многоступенчатым регулированием скоростей и подач, автоматическим регулированием скорости и подачи во время обработки. Осуществление высокопроизводительных режимов резания требует компоновки станков, обеспечивающей хороший отвод стружки. Например, современные высокопроизводительные токарные программные автоматические и полуавтоматические станки строят преимущественно с верхним или боковым расположением суппортов.

Наиболее высокая производительность формообразования достигается размерным пластическим деформированием: накаткой шлицев и зубьев, отделочными операциями. Пластическое деформирование, как известно, повышает прочность деталей в связи с тем, что волокна не перерезаются и создается уплотнение поверхностных слоев.

Повышение производительности за счет уменьшения *вспомогательного времени* происходит в следующих направлениях:

1. Облегчение и ускорение управления станками: оптимизация органов управления, облегчение настройки, встройка в станки измерительных устройств, повышение скоростей установочных перемещений, введение системы цифровой индексации. Так, в токарном станке 1К62 переключение скоростей шпинделя осуществляется двумя рукоятками, подачи устанавливают с помощью одного маховика с барабаном, по которому отсчитываются подачи и шаги резьб. Во всех станках резко увеличены диаметры лимбов.

2. Облегчение и уменьшение времени установки, закрепления и снятия изделий и инструмента, совершенствование и механизация транспортирующих и зажимных устройств, совмещение времени установки заготовок со временем резания, концентрация обработки на станках, уменьшающая количество перестановок изделий; расширение применения револьверных головок, многопозиционных резцедержателей, сменных блоков инструментов. Установка и зажим заготовок являются наиболее тяжелыми операциями, поэтому широко развиваются механические, электрические, пневматические и гидравлические средства зажима.

Концентрация обработки ярко проявляется в агрегатных станках, в комбинированных тяжелых станках фрезерно-строгально-шлифовальных, карусельных с боковыми фрезерными, сверлильными и расточными головками, в станках для обработки коленчатых валов и др.

Логическое завершение этого принципа реализуется в программных станках типа обрабатывающих центров. Большое значение имеет уменьшение холостых ходов. Это особенно относится к агрегатным станкам (у которых в условиях автоматических линий процент вспомогательного времени в связи с повышением режимов резания возрос в среднем с 20 до 50%), к автоматическим станкам, к зубообрабатывающим станкам с последовательной обработкой зубьев и др.

Повышение точности. Токарные станки особо высокой точности обеспечивают отклонение от геометрической формы не выше 2 *мк*, а некруглость в пределах 1 *мк*, шероховатость поверхности, обработанной алмазным резцом,— по 10-му классу чистоты. За последние десять лет точность шлифовальных станков выросла в 8—10 раз. Достижимая точность круглого шлифования характеризуется некруглостью в 0,2—0,3 *мк*, шероховатость — по 12—13-му классу чистоты. Параллельность и плоскостность изделий на

станках с максимальной длиной обработки до 1000 *мм* достигается с отклонениями в пределах 2—2,5 *мк*. В координатно-расточных станках (с размерами стола до 1100 × 630 *мм*) предельные погрешности координатных перемещений в зависимости от размера станка 2—4 *мк*.

Точность резьбошлифования характеризуется наибольшими отклонениями по шагу резьбы 2—3 *мк* на длине 25 *мм* и 6—8 *мк* на длине 350—400 *мм*, в зависимости от размера станка.

В зубофрезерных мастер-станках за счет корригирующих устройств удается уменьшить ошибки и накопленные ошибки до 1—2″.

Высокая точность должна обеспечиваться не только на шлифовальных станках, где точность повышают путем выхаживания, но и на станках, работающих металлическим инструментом, так как некоторые детали по своей форме (например, детали гироскопов) или по своему назначению не всегда можно обработать абразивным инструментом.

Применяют следующие способы повышения точности: 1) повышение точности изготовления станков; 2) уменьшение погрешностей, вызываемых рабочим процессом в данный момент и за тепловой цикл работы станка; 3) уменьшение погрешностей, связанных с работой станка за межремонтный цикл; 4) повышение точности коррекционными и автоматическими устройствами.

В соответствии с рассмотренными выше тенденциями меняется структура парка станков в направлении роста автоматических станков и автоматических станочных линий, программных и копировальных станков, станков для многоинструментной и многолезвийной обработки (многошпиндельных, протяжных и др.), прецизионных станков, станков для абразивной обработки.

СИСТЕМАТИКА ДЕТАЛЕЙ И МЕХАНИЗМОВ СТАНКОВ

Детали и механизмы (или узлы) станков по их принципиальному назначению можно разделить на группу несущей и направляющей системы (в дальнейшем для краткости называемой несущей системой) и группу привода и управления.

Детали и узлы первой группы обеспечивают правильное взаимное положение и правильное направление прямолинейных и круговых перемещений узлов с деталью и с инструментом. Поэтому несущая система в основном определяет точность формы деталей.

Механизмы второй группы осуществляют формообразование и вспомогательные движения управления. Механизмы этой группы в значительной степени определяют точность обработки огибанием, точность обработки винтовых поверхностей, точность автоматической установки на размер и координаты сверления и растачивания.

Элементы несущей системы.

А. Станины и основания: 1) плиты, тумбы и основания без направляющих (рис. 1, *а*); 2) станины — простые горизонтальные с одной системой направляющих (рис. 1, *б*), простые вертикальные с одной системой направляющих (рис. 1, *в*), станины-основания с круговыми направляющими (рис. 1, *д*), сложные с несколькими системами направляющих (рис. 1, *г*); 3) станины портальные (рис. 1, *е*).

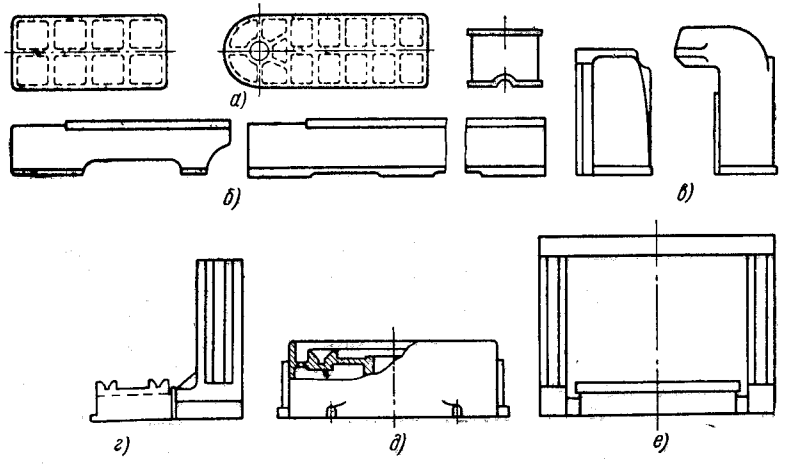


Рис. 1. Станины и основания

Б. Детали и узлы для поддержания и поступательного или качательного перемещения инструмента: суппорты, ползуны, револьверные головки, салазки суппортов, поперечины суппортов, рукава.

В. Детали и узлы для поддержания и поступательного перемещения изделий: столы, салазки столов, консоли.

Г. Детали и узлы для поддержания и направления вращающихся деталей станка: корпусы коробок скоростей и подач, корпусы шпиндельных бабок.

Д. Детали и узлы для вращения инструментов и изделий: шпиндели и их опоры, задние бабки, планшайбы, вращающиеся колонны.

В качестве соединений деталей несущих систем применяют, как и в общем машиностроении, неразъемные соединения — сварные или с гарантированным натягом и разъемные — резьбовые, клиновые, шпоночные и зубчатые (шлицевые).

Механизмы привода и управления.

А. Механизмы формообразующих движений: 1) главного движения — вращательного равномерного, поступательного с реверсированием ведущего элемента, возвратно-поступательного (кривошипно-шатунного, кулисного и др.); 2) движения подачи — непрерывного зависимого от вращения шпинделя, непрерывного независимого от вращения шпинделя, периодического (врезание); 3) делительных движений — движения обката (огибание), образование винтовых поверхностей.

Б. Механизмы вспомогательных движений: 1) транспортирование заготовок и изделий из бункера, индивидуально; 2) зажима — заготовок, инструментов, узлов станка; 3) установочных перемещений узлов станка; 4) отвода стружки — ломание, уборка.

В. Механизмы управления: 1) пуском, остановом, направлением и скоростью равномерных формообразующих движений; 2) получением точных размеров: 3) копировальные; 4) программные; 5) авторегулирующие.

Общие тенденции в развитии узлов и механизмов станков. Новые требования к станкам привели к прогрессу в конструкциях узлов и механизмов станков. Этот прогресс связан с развитием и совершенствованием электро- и гидроприводов, средств автоматики, прецизионных измерительных средств, узлов трения и смазки, с достижениями в области материалов и методов упрочнений, в области технологии станкостроения и т. д.

В развитии конструкций станков характерны следующие тенденции:

1) оптимальное использование возможностей механических, электрических и гидравлических приводов и их сочетаний;

2) развитие прецизионных узлов и механизмов: прецизионных опор и направляющих, делительных цепей и передач, механизмов тонкой подачи, масштабов высокой точности, оптических, оптико-электронных и других отсчетных устройств. Применение специальных корректирующих устройств;

3) развитие средств управления и автоматизации: оптимизация ручного управления, развитие кулачковой автоматики, электрогидравлической автоматики, в частности развитие средств активного контроля, копировальных и следящих систем, программного управления;

4) обеспечение высокой статической и динамической жесткости путем оптимизации конструктивных схем и форм, повышения точности изготовления, уменьшения шероховатости поверхности, создания предварительного натяга, применения демпфирующих устройств;

5) обеспечение совершенного жидкостного или газового трения или трения качения; применение гидродинамических или гидростатических шпиндельных подшипников; обеспечение гидродинамического трения в направляющих карусельных и строгальных станков; применение гидростатических или аэростатических направляющих, гидростатических пар винт — гайка; применение трения качения в направляющих, парах винт — гайка, подвижных шлицевых соединениях, совершенствование защиты;

6) повышение долговечности применением оптимальных материалов и развитием термических, химико-термических, механических и термомеханических методов упрочнения и другими средствами;

7) унификация, нормализация, стандартизация и агрегатирование в станкостроении.

Глава I. ТОЧНОСТЬ

ПОГРЕШНОСТИ ОБРАБОТКИ НА СТАНКАХ

Погрешности системы станок — инструмент можно разделить на следующие группы.

1. Начальные погрешности станков: погрешности схемы формообразования; геометрические и кинематические неточности станков.

2. Погрешности инструментов: начальные; размерный износ; затупление, а отсюда рост силовых и температурных деформаций.

3. Погрешности станков, связанные с режимом работы в данный момент или за тепловой цикл станка: упругие деформации, влияющие на точность в связи с копированием формы заготовки, переменной жесткостью системы, переменными силами трения и др.; колебания; температурные деформации.

4. Погрешности станков, связанные со временем и условиями длительной эксплуатации станков: износ станков; коробление от остаточных напряжений; разверка станков.

5. Погрешности, связанные с оператором: погрешности настройки; погрешности установки на размер.

При работе со значительными сечениями среза превалируют погрешности, связанные с податливостью упругой системы. При чистовых режимах и при выхаживании они резко уменьшаются. В станках, находящихся в эксплуатации длительное время, решающее значение имеет износ. Точность прецизионных станков в первую очередь определяется точностью изготовления, температурными деформациями и короблением. При настройке прецизионных станков на размер для партии деталей резко повышается роль температурных деформаций, накапливающихся за тепловой цикл станка. Колебания станков особенно проявляются при неблагоприятных с точки зрения устойчивости процесса режимах обработки и инструментах, при отделочных операциях, требующих зеркальной поверхности обработки, при необходимости очень медленных перемещений и точности позиционирования.

Основные причины типовых погрешностей формы деталей обрабатываемых на станках. Перечислим важнейшие причины типовых погрешностей обработки, связанные со станком.

1. *Эксцентричность тел вращения*[1]. Причины: биение шпинделя и вращающегося центра, копирование эксцентриситета заготовки, влияние деформаций от центробежных сил (аналогичное биению шпинделя), деформации от усилий на хомутике.

2. *Некруглость.* Причины: некруглость шеек шпинделей на подшипниках скольжения (влияет на точность обработки вращающейся детали) и некруглость расточенных отверстий вкладышей (влияет на точность обработки вращающейся борштангой), блуждающее биение шпиндельных подшипников (обычно весомый фактор), копирование некруглости заготовки, переменность жесткости расточных станков по углу поворота шпинделя, влияние привода шпинделя (например, при неравномерном распределении сил между пальцами или кулачками муфты), колебания изделия при бесцентровом шлифовании, увод сверла или другого инструмента для отверстий, несоосность инструмента и вращающегося изделия.

3. *Конусность.* Причины: смещение центров задней бабки, непараллельность оси шпинделя направляющим (при обработке в патроне), разная жесткость переднего и заднего центров, девиация шпинделя при патронной обработке, конусность заготовки, температурные деформации в системе.

4. *Непрямолинейность образующих.* Причины: податливость центров, а отсюда корсетность детали, податливость детали и отсюда ее бочкообразность, переменная податливость борштанги при растачивании с выдвижением борштанги, копирование формы заготовки, завалка поверхности по концам обработки при врезании и выходе инструмента, непрямолинейность направляющих в результате погрешностей изготовления и установки станка, износа и температурных деформаций.

5. *Неплоскостность.* Причины: непрямолинейность направляющих, копирование формы заготовки, завалка поверхности по концам в результате общей податливости системы, переменность жесткости системы по координатам обработки, перевалка столов, свешивающихся с направляющих консолей или оснований, деформации столов вследствие остаточных напряжений и наклепа зеркала, температурные деформации, всплывание столов на направляющих скольжения.

6. *Непараллельность базовой поверхности.* Причины: непараллельность (в горизонтальных станках) или неперпендикулярность (в вертикальных станках) оси шпинделя поверхности стола и направляющим стола, непараллельность направляющих суппортов или шпиндельных головок поверхности стола и направляющим стола, непрямолинейность направляющих, податливость

[1] Измеряется по отношению к оси центровых отверстий или шейки, зажатой в патроне.

технологической системы, в первую очередь оправок фрезерных станков, консолей, ползунов, температурные деформации, всплывание стола.

7. *Неперпендикулярность или непараллельность осей отверстий базовым поверхностям.* Причины: неперпендикулярность или непараллельность оси шпинделя опорной поверхности стола и направляющим стола, непрямолинейность направляющих, податливость технологической системы — кронштейнов, консолей, траверс, стоек, температурные деформации.

8. *Ошибки шага нарезаемых винтов.* Причины: начальные ошибки шага ходовых винтов, неравномерный по длине износ винтов и потеря точности контакта с гайкой, температурные и силовые деформации и биения винтов, влияние переменности сил трения, потери точности направляющих, влияющие непосредственно и вследствие смещения гайки ходового винта, неточности кинематической цепи и ее настройки, температурные и силовые деформации нарезаемых винтов.

9. *Ошибки зубчатых колес.* Основные причины ошибок в основном шаге и профиле — неточности изготовления инструментов, их биение и перекос на оправках. Основные причины ошибок в окружном шаге: неточности цепи деления зуборезного станка и ошибки шага инструмента типа рейки и шестерни-долбяка. Неточности деления станка в первую очередь определяются неточностями последней делительной передачи, а также неточностями других элементов кинематической цепи.

10. *Волнистость.* Причины: биение и неравномерный износ круга, колебания детали относительно инструмента, неравномерная подача суппортов, неравномерный привод деталей, погрешности направляющих, следы инструмента.

11. *Шероховатость поверхности.* Основные причины шероховатости поверхности при обработке металлическим и металлокерамическим инструментами: а) след на поверхности обработки профиля инструмента с искажениями, связанными с наростообразованием и пластической деформацией; б) ограниченность чисел зубьев инструмента при обработке огибанием; в) задиры в результате трения задней поверхности инструмента по обработанной поверхности; г) надлом элементов стружки при резании хрупких материалов; д) неточное расположение режущих кромок многолезвийного вращающегося инструмента, е) колебания в системе.

Основная особенность образования поверхности при шлифовании заключается в том, что режущие зерна на абразивном круге не представляют сплошную режущую кромку и поверхность образуется последовательно в результате многих оборотов круга.

Шероховатость зависит от зернистости и других свойств круга, шага подачи при правке алмазом, режима обработки и вибраций.

ВЛИЯНИЕ ОТКЛОНЕНИЙ В СТАНКЕ НА ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ

Рассмотрим основные узлы станка.

1. *Станины, направляющие суппорта и стола станков токарного и круглошлифовального типов.*

Искривления направляющих вызываются: погрешностями изготовления, погрешностями установки, влияющими главным образом на извернутость направляющих, упругими деформациями изгиба и кручения станины, износом направляющих, температурными деформациями (существенно сказывающимися в шлифовальных станках). Направляющие нормальной точности могут иметь отклонения от прямолинейности 0,02 *мм* на длине 1000 *мм*.

Износ наиболее изнашиваемой грани чугунных незакаленных направляющих за год двухсменной работы для токарных станков средних размеров, занятых на обдирке и чистовой обработке, составляет 0,06—0,08 *мм*. Упругие деформации станины токарного станка типа 1К62, приведенные к резцу по нормали к поверхности обработки, равны 0,01 *мм* на каждые 100 *кГ* радиальной составляющей силы резания (без учета контактных деформаций и отгиба направляющих).

Горизонтальные отклонения направляющих копируются на обрабатываемой детали при продольном обтачивании почти полностью.

Уменьшение переноса на изделие отклонений направляющих должно быть в пределах стрелки λ_0 дуги направляющих на опорной длине суппорта l:

$$\lambda_0 = \delta \left(\frac{l}{L}\right)^2,$$

где δ — стрела искривления направляющих на длине L.

От смещения резца в вертикальной плоскости на величину h диаметр d изменяется на малую величину $2h^2/d$. Таким образом, одинаковые в каждом сечении вертикальные смещения передней и задней направляющих практически не сказываются на точности продольного обтачивания. Разность смещений копируется на деталь в масштабе, равном отношению высоты центров к расстоянию между направляющими. Износ направляющих суппортов по краям может ухудшить их направление. Некоторые особенности переноса отклонений от прямолинейности направляющих в круглошлифовальных станках связаны с осевым перемещением детали с длинным столом и с другим расположением инструмента (круга).

2. *Станины, направляющие, столы продольных строгальных, фрезерных и шлифовальных станков.* Наибольшая составляющая искривления направляющих вызывается проседанием основания.

По нормам точности ГОСТа отклонения от прямолинейности на всей длине не должны превышать 0,05—0,08 *мм*. Практически

проседания в длинных станках со временем растут. Податливые детали, притягиваемые к столу, огибают вместе со столом направляющие станины. После раскрепления они приобретают правильную форму. Жесткие детали в результате обработки на продольных станках с искривленными, как обычно, выпуклостью вниз направляющими станины приобретают вогнутую форму.

3. *Шпиндели изделия и инструмента.* Шпиндельные узлы имеют следующие отклонения: биение шпинделя в результате непрямолинейности его оси; биения подшипников качения шпинделя — биение внутреннего кольца, блуждающее биение, биение наружного кольца; сказывающееся при нагружении вращающейся нагрузкой; биение шеек шпинделя в подшипниках скольжения — в связи с некруглостью шейки и в связи с некруглостью отверстия, сказывающейся при нагружении вращающейся нагрузкой (обработка вращающимся резцом); повышенные зазоры в подшипниках; непараллельности или неперпендикулярности шпинделя направляющим формообразующих движений или поверхности стола; упругие деформации шпинделя и подшипников; температурные смещения.

Биение шпинделя изделия вследствие искривления оси, биения внутренних колец подшипников, эксцентриситета шеек, как указывалось выше, приводит при обтачивании и шлифовании к несоосности обработанной поверхности с центровыми отверстиями или шейкой, за которую осуществляется зажим. Блуждающие биения подшипников, некруглость шеек шпинделей изделия сказываются на некруглости изделия. Биение всех видов фрезерных шпинделей сказывается на шероховатости поверхности. Биения шлифовальных кругов, связанные с закономерными неблуждающими биениями шпинделей, в основном компенсируются правкой кругов, но сказываются на шероховатости поверхности обработки вследствие дебаланса и других путей. Блуждающие биения не могут быть компенсированы правкой круга.

Биение наружного кольца подшипников качения шпинделей и некруглость расточенных отверстий подшипников скольжения шпинделей, как указывалось выше, влияет на некруглость отверстия при растачивании вращающимся инструментом.

Непараллельность оси шпинделя изделия направляющим формообразующего движения подачи и упругие деформации шпинделей приводят к конусности изделия. Влияние особенно существенно при патронной обработке. Непараллельность оси фрезерного шпинделя поверхности стола при горизонтальном фрезеровании и неперпендикулярность при торцовом фрезеровании и упругие деформации шпинделей приводят к непараллельности обработанной поверхности базовой. Аналогичные явления наблюдаются при плоском шлифовании. Неперпендикулярность оси сверлильного шпинделя к поверхности стола приводит к перекосу отверстий.

Неперпендикулярность оси шпинделя направлению перемещения поперечного суппорта приводит к образованию выпуклых или вогнутых конических торцовых поверхностей.

ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ

Можно сформулировать несколько самых общих принципов повышения точности обработки. Часть принципов относится к общему повышению точности станка, а часть — к получению на станках деталей более высоких классов точности, чем соответствующие узлы станка.

1. Выбор технологических процессов, при которых точность обработки меньше зависит от станка, например обработку отверстий инструментом, направляемым в приспособлении (рис. 2, *а*),

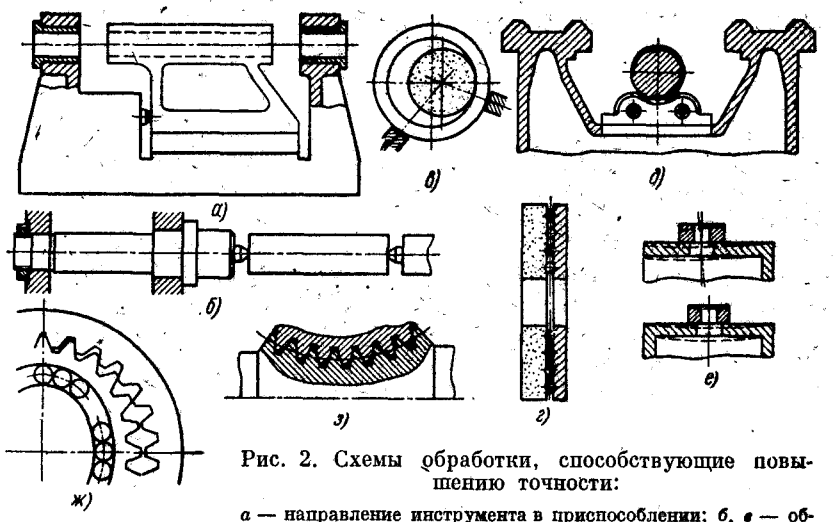


Рис. 2. Схемы обработки, способствующие повышению точности:

а — направление инструмента в приспособлении; *б*, *в* — обработка на жестких центрах и башмаках; *г* — шлифовка шаров обкатыванием; *д*, *е* — использование принципа симметрии в конструкциях станин винторезного станка и стола протяжного станка; *ж*, *з* — использование многоконтактности в волновой передаче и червячной передаче для делительной машины

обработку на автоматах фасонно-продольного точения, шлифование на неподвижных центрах или башмаках (как путь резкого повышения круглости, рис. 2, *б*, *в*), обработку обкатыванием (как средство устранения специфических ошибок периодического деления и выравнивания ошибок, рис. 2, *г*), обработку с выхаживанием (как средство устранения влияния упругих деформаций).

2. Применение схем станков, благоприятных для обеспечения высокой точности обработки. Сюда, в частности, относится применение одношпиндельных револьверных полуавтоматов и автоматов взамен соответствующих многошпиндельных станков и т. д.

3. Применение по возможности симметричных конструкций, характерных уменьшенными величинами: короблений от собственных напряжений, температурных деформаций, упругих деформаций и т. д. Например, успешно применяют прецизионные винторезные станки с симметричным расположением ходового винта между направляющими, столы протяжных станков с симметричным расположением опор (рис. 2, *д*, *е*) и т. д. Применение конструкций с минимальной динамической связанностью. Выбор оптимальных баз для узлов, например в патронных автоматах и полуавтоматах базирование суппорта на корпус передней бабки.

4. Направление вредных смещений (упругих, температурных, вектора линейного износа) в сторону, мало влияющую на точность обработки, т. е. по касательной к поверхности обработки в зоне резания. Например, возможны токарные суппорты «бесконечной технологической жесткости», у которых при обычном направлении равнодействующей силы резания резец не отжимается от детали; применяют подшипниковые узлы с обращенными материалами, т. е. со втулкой из антифрикционного материала, запрессованной на шпиндель, и стальным закаленным вкладышем.

5. Создание начальных технологических или силовых смещений в сторону, противоположную вредным смещениям, например выполнение горизонтальных направляющих с выпуклостью вверх, создание предварительного натяга.

6. Повышение точности применением механизмов со многими контактами и выравниванием ошибок. Сюда относятся волновые передачи со многими зубьями в контакте, пары ходовой винт — длинная гайка (длина гайки около трех диаметров), индексирующие механизмы с несколькими фиксаторами, глобоидные червячные передачи с многими витками в зацеплении и с зубьями пониженной жесткости в круговых делительных машинах (рис. 2, *ж*, *з*).

7. Уменьшение сил трения и особенно их переменности как источника теплообразования и температурных деформаций, скачкообразной подачи, погрешностей позиционирования — переход на трение качения, жидкостное или газовое трение. Для обеспечения точных малых перемещений осуществляется переход на направляющие качения, гидро- или аэростатические направляющие, переход на подачу поворотом суппортов на опорах с малым плечом сил трения или на упругих шарнирах, сокращение путей точного подвода столов и суппортов для сохранения масляной пленки, образовавшейся при быстром подводе, и т. д.

8. Устранение зазоров: создание предварительного натяга, замена шпоночных и шлицевых соединений на конические соединения или в особо ответственных случаях при необходимости осевых перемещений под нагрузкой — на шариковые соединения.

9. Тонкое регулирование зазоров и компенсация равномерной составляющей износа (рис. 3, 4), достигаемые: в подшипниках

скольжения — радиальным сближением вкладышей, относительным осевым перемещением вкладыша и вала с конической шейкой, деформированием тела вкладыша; в подшипниках качения — взаимным осевым смещением колец (радиально-упорные подшипники), радиальным распором кольца, натягиваемого на коническую шейку (радиальные подшипники); в направляющих — перемещением регулировочных планок или осевым перемещением

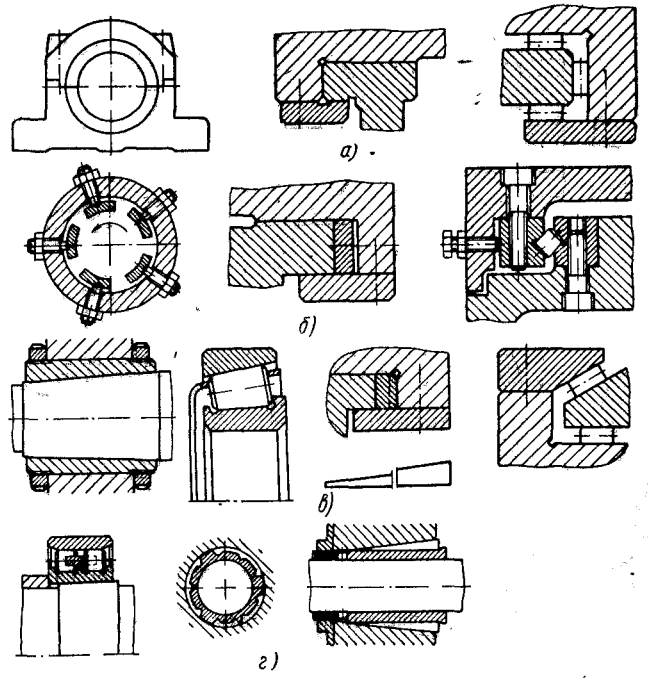


Рис. 3. Схемы регулирования зазоров в опорах и направляющих:

а — снятием металла; *б* — винтами; *в* — осевым перемещением конусных деталей или клиньев; *г* — упругим деформированием

регулировочных клиньев; в зубчатых передачах — осевым перемещением колес, изготовленных с малой конусностью рабочих поверхностей; в червячных передачах — осевым перемещением червяка, имеющего переменную толщину витков, или применением передачи с двумя червяками и регулировкой перемещением одного червяка; в ходовых винтах — регулируемыми гайками.

В прецизионных станках имеется определенная тенденция перехода от регулирования в условиях эксплуатации к регулированию при выпуске станка.

При неизбежности зазоров в реверсируемых кинематических цепях применяют настраиваемые компенсаторы в сопряженных

цепях (рис. 4, *ж*). Например, для компенсации зазоров в цепи деления резьбошлифовальных станков в привод шпинделя изделия (от вала, с которого разветвляется движение на шпиндель и на цепь деления) вводится компенсатор, настраиваемый так, чтобы искрение на круге при движении вправо и влево было одинаковым.

10. Самокомпенсация погрешностей: автоматическая выборка зазоров собственным весом, пружинами, гидравлическим давлением.

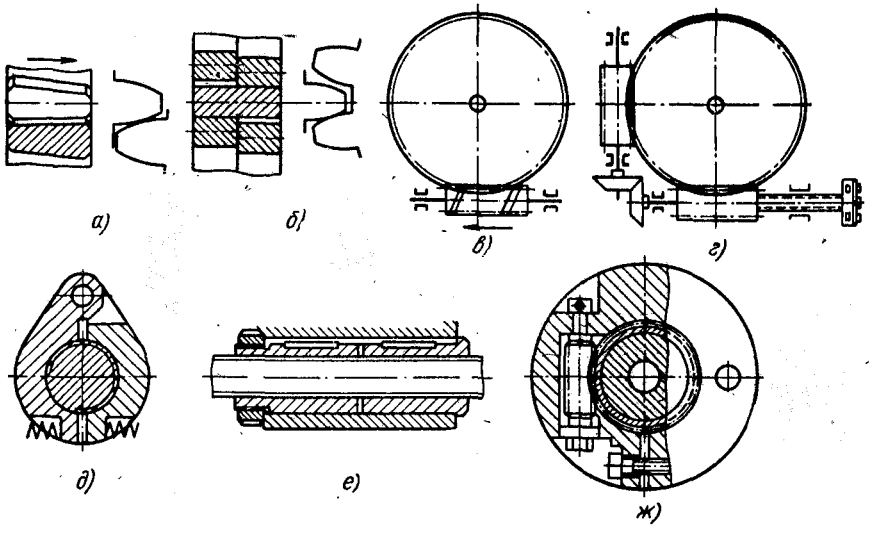


Рис. 4. Схема регулирования зазоров в передачах

а — эвольвентно-конических; *б* — разрезанных; *в* — червячных с переменной толщиной витка; *г* — с двумя червяками, в передачах винт — гайка: *д* — с радиальным сближением полугаек; *е* — с осевым перемещением полугаек; *ж* — в механизме для компенсации зазоров

11. Применение конструкций с уменьшенной чувствительностью к точности сборки: самоустанавливающихся подшипников, упругокомпенсирующего привода, плавающих ходовых винтов с закреплением в одной опоре, с уменьшенным до 15° углом профиля и т. д.

Компенсация погрешностей, связанных с выдвижением ползунов (выборки зазоров, изменения контактных деформаций) автоматическим уравновешиванием веса.

12. Компенсация неточностей изготовления масляным слоем. Это направление наиболее эффективно реализуется в гидростатических подшипниках, которые целесообразно для этого выполнять с четырьмя карманами. Некруглость изделия из-за погрешностей шпинделя может быть уменьшена почти на порядок. В наибольшей степени компенсируется овальность шейки. Компенсация имеет место также в гидродинамических подшипниках, но в меньшей степени. Имеются перспективы повышения прямолинейности перемещений автоматическим изменением толщины масляного слоя с управлением от эталонных линеек или светового луча.

13. Тонкая фильтрация масла, поступающего в прецизионные подшипники, так как частицы, пропускаемые фильтрами, становятся соизмеримыми с допусками на некруглость прецизионных деталей, измеряемыми в десятых микрона.

14. Применение коррекционных устройств, позволяющих получать детали более высокой точности, чем механизм станка.

15. Автоматическое получение точных размеров и формы изделий путем активного контроля, автоматической подналадки на размер, автоматической балансировки кругов самонастройки, и т. д.

В настоящее время активный контроль распространяется не только на размер, но и на форму деталей.

Сравнивая между собой прямые пути повышения точности обработки повышением точности изготовления, жесткости, уменьшением температурных деформаций и т. д. и пути с помощью специальных коррекционных устройств, автоматической подналадки, нужно сказать, что в пределах надежного получения удовлетворительных результатов прямыми путями они обычно оказываются более экономичными.

ПОГРЕШНОСТИ СХЕМЫ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ

1. Погрешности, вызванные приближенной кинематической настройкой станков, например при нарезании резьбы (в условиях, когда ходовой винт станка имеет метрическую резьбу, а нужно нарезать модульную или дюймовую), при нарезании косозубых колес и т. д.

2. Погрешности, связанные с заменой поверхностей детали более простыми и удобными для обработки на станках, например замена кривых дугами окружностей, нарезание зубчатых колес модульными фрезами сокращенного комплекта, нарезание конических колес без движения обката и т. д.

3. Погрешности образования поверхностей огибанием, связанные с числом зубьев инструментов, а при объемном копировании — также с шагом строки. Эти погрешности сказываются в основном на шероховатости поверхности.

Если погрешности от несовершенства кинематической схемы формообразования оказываются существенными, то осуществляется переход на более совершенную схему.

ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ И КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ТОЧНОСТЬ СТАНКОВ

Точность станков регламентируется государственными стандартами. Предусмотрены проверки, отражающие влияние точности станка на точность обработки и позволяющие удобные

измерения. Нормы установлены на основе статистических данных и требований к точности изделий.

Геометрическая точность станков характеризуется: а) точностью опорных поверхностей для базирования инструмента и заготовки (плоскостность столов, точность конусов для крепления инструмента и т. д.); б) точностью движения рабочих органов в подшипниках и направляющих (точность вращения шпинделей, точность направления перемещений столов и суппортов и т. д.); в) точностью взаимного расположения направляющих движения рабочих органов (параллельность и перпендикулярность оси шпинделя направлению движения суппортов и столов и т. д.); г) точностью расположения направляющих относительно базовых поверхностей (параллельность и перпендикулярность оси шпинделя и направления перемещения суппортов опорной поверхности стола и т. д.).

Кинематическая точность характеризуется согласованностью взаимно связанных относительных движений органов, несущих инструмент и заготовку, и точностью периодического деления и установки (точность цепи деления от шпинделя к ходовому винту, точность цепи обката в зуборезных станках и т. д.).

Комплексной проверкой геометрической и кинематической точности является обработка пробных образцов при тонких стружках. Проверяется точность обработанной поверхности, точность расположения обработанных поверхностей между собой и по отношению к базовой поверхности, точность размеров в партии при автоматическом цикле работы.

Ниже приведены некоторые допустимые отклонения по важнейшим проверкам точности для станков средних размеров нормальной точности. Отклонения от плоскостности столов 0,02—0,03 *мм* на длине 1000 *мм*. Радиальное биение шпинделей на центрирующем буртике 0,01 *мм*, на оправке длиной 300 *мм* — 0,02 *мм*. Отклонение от прямолинейности движения суппортов 0,02 *мм* на длине 1000 *мм*. Параллельность оси шпинделя продольному перемещению суппорта в горизонтальной плоскости 0,01, а в вертикальной плоскости 0,03 *мм*. Накопленная погрешность при осевых перемещениях суппортов по ходовому винту 0,03 *мм* на длине 100 *мм* и 0,04 *мм* на длине 300 *мм*. Конусность и овальность образцов, обточенных на токарных станках, 0,01 *мм*, отклонение от плоскости (вогнутость) образцов диаметром до 400 *мм* — 0,025 *мм*.

В настоящее время станки выпускают пяти классов точности: Н — нормальной, П — повышенной, В — высокой, А — особо высокой и С — мастер-станки со знаменателем ряда допусков по основным показателям 1,6. Станки повышенной точности, как правило, изготовляют на базе станков нормальной точности; повышение точности достигается более точным изготовлением или подбором деталей и более тщательной сборкой. Станки высоких классов обычно имеют конструктивные отличия. Мастер-станки, предназначенные для деталей наивысшей точности: делительных и эталонных колес, измерительных винтов и т. д., изготовляют индивидуально.

Некоторые направления повышения начальной точности.

1. Конструирование узлов с учетом возможности их изготовления с высокой точностью.

2. Применение конструкций, позволяющих очень точную выверку. Сюда, например, относятся аэродинамические подшипники на упругих диафрагмах, допускающие точную выверку соосности деформированием диафрагм (рис. 5, *а*).

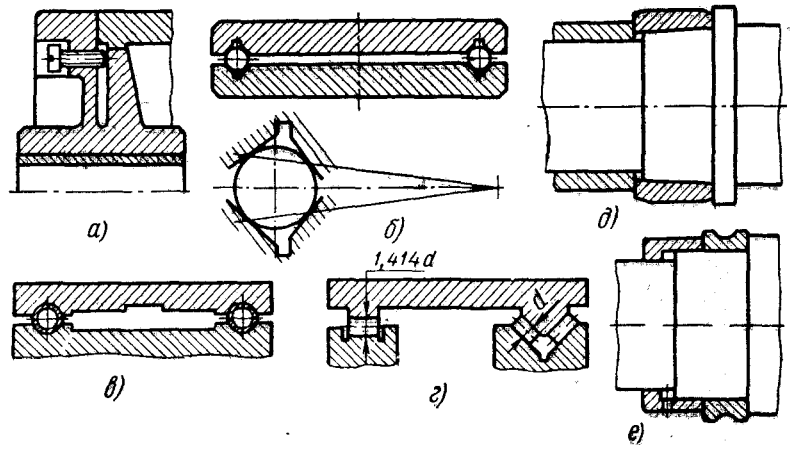


Рис. 5. Средства повышения начальной точности:

а — подшипник с регулировкой соосности; *б* — прецизионная шариковая опора, позволяющая доводку одним притиром; *в* — полуцилиндрические направляющие Ингерсол, позволяющие обработку одним набором фрез; *г* — направляющие качения, позволяющие взаимную притирку и проверку по краске; *д, е* — точная установка колец подшипников с направлением по торцу

3. Окончательная обработка в собранном виде. Сюда относятся шлифование дорожек качения внутренних колец двухрядных роликовых подшипников, надетых на шпиндель (рис. 5, *д*), балансировка в собранном виде.

4. Окончательная обработка сопряженных деталей одним инструментом. Конструирование сопряжений, позволяющих такую обработку. Сюда относятся шариковые круговые опоры [1] с одинаковым V-образным профилем, позволяющим производить доводку одним притиром (рис. 5, *б*), V-образные шариковые и роликовые направляющие; полуцилиндрические направляющие с трубой Ингерсол, с обработкой обеих пар направляющих одним набором фрез (рис. 5, *в*) и др. В применении к изготовлению особо прецизионных червячных пар для мастер-станков этот принцип

был развит до шлифования червяка и шевера для червячного колеса на одном станке и одним инструментом.

5. Обеспечение возможности взаимной притирки и проверки по краске. Для этого, например, в комбинированных V-образных и плоских роликовых направляющих (рис. 5, *в*) специально подбирают соотношение диаметров роликов (на плоской направляющей в 1,414 раза больше, чем на V-образной).

6. Обеспечение точной установки деталей на прецизионных шпинделях и валах (в частности, колец подшипников), направление по торцу даже при посадке на конус, отказ от поджима резьбой и т. д. (рис. 5, *д*, *е*).

ПОГРЕШНОСТИ ИНСТРУМЕНТОВ

Погрешности простого немерного инструмента (например, проходных резцов) мало сказываются на точности обработки. Погрешности немерного многолезвийного инструмента связаны с неодинаковой заточкой отдельных лезвий. Влияние на точность также ограничено.

Погрешности по основному размеру мерного инструмента осесимметричного — сверл, зенкеров, разверток, метчиков, плашек, канавочного —шпоночных фрез, прорезных резцов — непосредственно переносятся на размер деталей, а погрешности ступенчатого мерного инструмента — также на форму деталей.

Погрешности мерного инструмента по другим параметрам также сказываются на точности обработки. Например, биение сверл по отношению к хвостовику (допускаемое 0,08—0,18 *мм*, в зависимости от размера) и отклонение от симметрии режущих кромок приводят к разбивке отверстий. Разбивка может быть уменьшена применением кондукторных втулок и увеличением их длины.

Погрешности *фасонного* инструмента, работающего по методу копирования (фасонные резцы, фрезы, шлифовальные круги и др.) и по методу огибания (червячные фрезы, долбяки, рейки и др.), влияют на форму деталей. Роль погрешностей инструмента может быть существенной. Например, ошибки основного шага зубчатых колес, которые для прямозубых передач почти полностью определяют динамические нагрузки, вызываются ошибками зуборезного инструмента. Отклонения профильных углов червячных фрез для нарезания зубчатых колес турбинных редукторов могут привести к большой концентрации нагрузки по длине контактных линий (коэффициент концентрации — до 2).

При предельном допустимом затуплении инструмента нормальная к поверхности обработки составляющая силы резания может возрасти до 2 раз, а суммарные отжатия в системе даже более 2 раз.

В серийном и массовом производстве при настройке станков на размер для партии деталей существенное значение приобретает размерный износ инструмента [27]. Относительный размерный износ резцов с пластинками из сплава Т15К6 при чистовом точении, отнесенный к 1000 *м* пути резания, при обработке конструкционной стали ($\sigma_в = 60$ *кГ/мм²*) 8 *мк*, легированной термообработанной стали ($\sigma_в = 120$ *кГ/мм²*) 10 *мк*. Применением твердых сплавов более высокой стойкости, например Т60К6, при оптимальных режимах резания на мягких сталях можно снизить относительный износ инструмента до 2—3 *мк*. Относительный износ минералокерамических пластинок ЦМ-332 при обработке стали 45 был менее 1 *мк*. При обработке серого чугуна резцами с пластинками из сплава ВК8 относительный износ в среднем 10—15 *мк*.

При торцовом фрезеровании в связи с периодическим врезанием инструмента относительный размерный износ выше, чем при точении. Увеличение в первом приближении может быть оценено множителем $1+\frac{100}{B}$, где B ширина фрезерования в *мм*.

Существенное снижение размерного износа инструмента может быть достигнуто при обработке широким резцом с большой подачей (вследствие резкого уменьшения пути резания). Размерный износ шлифовальных кругов в самом первом приближении можно оценить из расчета, что шлифовальный круг теряет при износе объем примерно в 20 раз меньший, чем объем снимаемого при шлифовании металла.

Глава II. ПРОЧНОСТЬ

Критерий прочности для машин является важнейшим. Это положение распространяется на металлорежущие станки, хотя в связи с повышенным значением критерия точности, а отсюда жесткости и износостойкости разрушение деталей станков происходит реже, чем деталей других машин.

Основные виды выхода из строя деталей станков по критерию прочности, характерные для машин, работающих при нормальной температуре, следующие:

1. *Усталостные разрушения*, возникающие при переменных нагрузках. В зависимости от напряженного состояния имеют место полные усталостные разрушения и поверхностные разрушения. Наибольшее количество усталостных разрушений наблюдается в станках с повышенной динамической нагрузкой в связи с неравномерным или прерывистым резанием (фрезерные, долбежные); в станках, работающих с большими нагрузками (накатных и др.). Из деталей станков наиболее часто от усталости разрушаются зубчатые колеса, валы, крепежные детали, подверженные переменным нагрузкам, подшипники качения и многие другие. Наблюдаются усталостные разрушения инструмента, в первую очередь ультразвукового, подверженного большому числу циклов

нагрузки. Усталостные разрушения деталей с местной термической обработкой, например зубьев с закалкой рабочей поверхностью при нагреве т. в. ч., нередко связаны с остаточными напряжениями от термической обработки.

2. *Пластические деформации* при перегрузках деталей из вязких материалов. Сюда относятся: общие пластические деформации — искривления валов и осей, вытяжка болтов при монтаже, осадка пружин, деформации деталей приспособлений и др., и поверхностные пластические деформации — выдавливание ямок на дорожках качения подшипников, направляющих, пар винт — гайка качения, на рабочих поверхностях роликовых обгонных муфт, обмятие шпонок, шпоночных канавок и шлицев, обмятие рабочих поверхностей в зажимных и крепежных деталях.

3. *Ползучесть*, т. е. процесс малой непрерывной пластической деформации при длительном нагружении. В станках практическое значение имеет холодная ползучесть пластических масс и других неметаллических материалов, которая препятствует их применению для точных деталей, снижает силы начальной затяжки и т. д.

4. *Хрупкие разрушения,* наблюдаемые в деталях из маловязких в данных условиях материалов, при большой остаточной напряженности, большой концентрации напряжений, действии ударных нагрузок. Условия хрупких разрушений, связанные с тепловым охрупчиванием или работой при низких температурах, в станках не наблюдаются. В станках имеют место многочисленные хрупкие поломки инструмента и зажимных цанг, поломки корпусов патронов и других зажимных устройств, корпусных деталей при аварийных перегрузках, крупных сложных отливок от собственных напряжений и т. д.

Ответственной задачей конструктора является выбор *коэффициента запаса прочности.* Коэффициент запаса можно устанавливать на основе дифференциального метода в виде произведения частных коэффициентов n_1, n_2, n_3, отражающих: 1) достоверность определения расчетных нагрузок и напряжений, $n_1 = 1 \div 1{,}5$; 2) однородность механических свойств материалов, для стальных деталей из поковок и проката $n_2 = 1{,}2 \div 1{,}5$, для чугунных деталей $n = 1{,}5 \div 2{,}5$; 3) специфические требования безопасности, $n_3 = 1 \div 1{,}5$.

Важно также связывать коэффициент запаса с критерием прочности и характеристикой материала, по отношению к которой определяется запас прочности. Так, коэффициент запаса при расчете на статическую прочность по пределу прочности в условиях хрупких разрушений выбирается довольно большим, например для серого чугуна — порядка 3 и выше. Это связано с неоднородностью механических свойств, собственной напряженностью и с тем, что даже однократное превышение максимальным напряжением предела прочности вызывает разрушение.

Коэффициент запаса по отношению к пределу текучести материала при расчете на статическую прочность из пластичных материалов выбирают минимальной величины, при достаточно надежных расчетах в пределах 1,25—1,6; верхние значения выбирают при бо́льших отношениях предела текучести к пределу прочности, чтобы обеспечить достаточный запас по отношению к пределу прочности. Малые значения коэффициента запаса возможны в связи с тем, что при перегрузках с превышением коэффициента, пластические деформации весьма малы (особенно при сильно неоднородных напряженных состояниях) и обычно не вызывают выхода деталей из строя.

Коэффициенты запаса по пределу выносливости при переменных напряжениях, несмотря на опасный характер разрушения, выбирают относительно небольшими 1,3—2, так как единичные перегрузки сверх предела выносливости не приводят к разрушению.

При контактных нагружениях коэффициенты запаса можно выбирать близкими к единице, так как повреждения имеют местный характер.

В настоящее время осуществляется переход на вероятностные расчеты, в которых коэффициент запаса прочности определяется по заданной вероятности безотказной работы (см. стр. 85).

РАСЧЕТЫ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ НАГРУЗКИ

Переменность режима работы машин характеризуется некоторыми типовыми законами распределения нагрузок: тяжелым, двумя или одним средним и легким. Тяжелый режим подходит под β-распределение, средние режимы — под равновероятное распределение и нормальное распределение и легкий режим — под γ-распределение (рис. 6).

Законы распределения могут быть также аппроксимированы простейшими степенными функциями, например

$$F(P) = \left(\frac{P - P_{\min}}{P_{\max} - P_{\min}}\right)^{\alpha},$$

где $P_{\max}$ и $P_{\min}$ — максимальная и минимальная нагрузки. Для тяжелого режима $\alpha = 2$, для среднего режима, близкого по своему усталостному воздействию к нормальному, $\alpha = 0{,}5$, для среднего равновероятного режима $\alpha = 1$ и для легкого режима $\alpha = 0{,}2$. Для этих режимов проводились экспериментальные исследования.

Переменность режимов работы с большим диапазоном изменения нагрузок является характерной особенностью универсальных станков и станков общего назначения, составляющих подавляющую часть станочного парка. Переменность режимов связана

с использованием станков то на обдирке, то на отделочных операциях, с обработкой то крупных, то мелких деталей, деталей из разных материалов разными инструментами, на заводах с разной серийностью производства и т. д. Как правило, нагрузки универсальных станков соответствуют легкому режиму. Однако условия работы разных станков и их деталей различны. Поэтому для станков пришлось ввести дополнительные расчетные режимы: среднелегкий — промежуточный между легким и нормальным и среднетяжелый — промежуточный между равновероятным и тяжелым. На основе обследования нагруженности станков (см. раздел V), с учетом необходимости некоторой осторожности в выборе расчетного режима, можно дать следующие рекомендации.

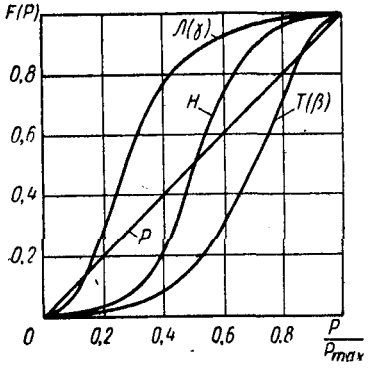


Рис. 6. Типовые законы распределения нагрузки:

тяжелый $T(\beta)$

$$F(P)=\frac{1}{B(a,b)}\int_0^P P^{a-1}(1-P)^{b-1}\,dP;$$

$a=4,\ b=2$

средний равновероятный P

$$F\left(P\right)=\int_0^P dP;$$

средний нормальный H

$$F(P)=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{P} e^{-\frac{P-P_0}{2\sigma^2}}\,dP;$$

$P_0=0{,}5P_{max}$; $\sigma=0{,}16P_{max}$; легкий $Л(\gamma)$ $F(P)=\frac{1}{\Gamma(\alpha)\beta^{\alpha}}\int_0^P P^{\alpha-1}e^{-\beta P}\,dP;$

$\alpha=3;\ \beta=0{,}1.$

При расчете универсальных станков для деталей привода, расположенных на входе кинематической цепи (работающих с постоянной скоростью или с малым диапазоном регулирования скорости), следует выбирать средний нормальный или близкий к нормальному режим, а для деталей привода, расположенных на выходе, — среднелегкий или легкий режим.

При расчете специализированных высокопроизводительных станков для деталей привода на входе следует выбирать среднетяжелый режим, а для деталей привода на выходе — средний режим.

Обычно детали машин, работающие при переменных режимах работы, рассчитывают на основе линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений. При этом оперируют с эквивалентными числами нагружений или с эквивалентной нагрузкой. Расчет не дает уточнения, если эквивалентное число циклов больше числа до перегиба кривой усталости. Между тем, в связи с повышением быстроходности машин этот расчетный случай становится основным. Рассматриваем расчет при переменных режимах, описываемых плавными законами распределения. Экспериментально установлено повышение длительного предела выносливости при нестационарных нагружениях. Коэффициент повышения предела выносливости на изгиб по опытам на зубчатых колесах из улучшенной стали 40Х: при тяжелом режиме $k=1{,}2$, при среднем равновероятном режиме 1,28, при среднем нормальном режиме 1,35 и при легком режиме 1,55. Повышение числа циклов N_0 до перегиба кривой усталости соответственно $k_N=1{,}7$; 1,9; 2,1 и 2,4.

Для зубьев с твердыми поверхностями цементованных и закаленных до $HRC58$ (сердцевина $HRC25$) при среднем равновероятном режиме $k=1{,}23$ ($k_N=1{,}85$) и для цианированных до $HRC56$ (сердцевина $HRC49$) $k=1{,}15$ ($k_N=2{,}1$). Таким образом, повышение предела выносливости для твердых деталей меньше, причем больше влияет твердость сердцевины. Повышение предела выносливости (надбавка) при нестационарных режимах для круглых образцов без концентрации напряжений меньше, чем для зубьев, на 30—35%.

Коэффициент повышения предела контактной выносливости среднеуглеродистой улучшенной стали по опытам на роликах (σ_{min} мало) при тяжелом режиме $k=1{,}1$, при среднем равновероятном 1,15, при среднем нормальном 1,25, при легком 1,4. Учитывая, что нагрузка пропорциональна квадрату напряжений, повышение нагрузки получается весьма существенным.

Детали, работающие с большими числами нагружений в области горизонтальной ветви кривых усталости Велера, можно рассчитывать как при стационарном нагружении по максимальной нагрузке, но по повышенному в k раз пределу выносливости $k\sigma_r$ (значения k см. выше, а также в табл. 1).

Детали, работающие с малыми общими числами циклов (тихоходные) при общем числе циклов нагружения (всех амплитуд) $N<k_NN_0$ можно рассчитывать по временному пределу выносливости

$$\sigma_N=k\sigma_r\sqrt[m]{\frac{k_NN_0}{N}}\geqslant k\sigma_r.$$

Эксперименты по изгибу зубьев и круглых образцов и перекатыванию роликов из сталей показывают, что экспериментальные значения k и k_N совпадают с расчетными из условия равенства накопленной энергии гистерезиса для точек перегиба кривых усталости при стационарном и нестационарном режимах.

Существенный интерес вызывает так называемая *теория приспособляемости материалов*. Детали могут выдерживать повторные нагрузки, вызывающие пластические деформации, если после определенного числа циклов дальнейшее нагружение вызовет

Таблица 1

Расчетные режимы и коэффициенты k и k_N для зубчатых передач станков

Расчетный режим	Изгиб		Контактные нагружения [1]	
	k	k_N	k	k_N
Среднетяжелый	1,2	1,7	1,1—1,2	1,3—1,7
Средний	1,3	2,0	1,15—1,25	1,5—2,0
Среднелегкий	1,4	3,0	1,2—1,35	1,7—3,0

[1] Меньшие значения k и k_N соответствуют стальным деталям с твердостью $HB \geq 350$, большие значения — с $HB < 350$.

лишь упругие деформации. Согласно теореме Мелана это получается, если упругие напряжения от внешней нагрузки вместе с остаточными напряжениями ни в одной точке не вызовут напряжений выше предела текучести.

При перекатывании цилиндров предельная нагрузка с учетом приспособляемости материалов превышает упругую на 60% даже без учета упрочнения материала. Этот выигрыш может быть использован для тихоходных взаимно перекатывающихся деталей.

ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТИ

1. Одним из самых общих принципов конструирования является обеспечение равнопрочности конструкций. Применение балок равного сопротивления изгибу при сохранении подобия сечений позволяет экономить материал до 40%. Современная технология массового производства заготовок и механической обработки деталей, распространение копировальных и программных станков благоприятны для изготовления деталей равного сопротивления. Требования равнопрочности деталей типа осей и валов аналогичны требованиям технологии сборки. Особое внимание должно обращаться на условие равнопрочности деталей в машине, которое часто не выдерживается в связи с разными условиями работоспособности и методами расчета деталей. Например, нередко массивные корпусные детали соединяют слабыми и редко расположенными болтами, большие шестерни устанавливают на тонких валах и т. д.

2. Следует проектировать детали с возможно более равномерным распределением напряжений по всей или большей части площади поперечного сечения. Для этого следует применять, где это возможно, детали, работающие на растяжение — сжатие, применять при кручении тонкостенные замкнутые трубчатые конструкции, при изгибе — детали с мощными полками и высокими, максимально облегченными стенками. Известно, например, что при переходе от балки простейшего круглого сечения к равнопрочной двухтавровой облегченной (№ 16—30) достигается экономия материала в 5—5,5 раза.

3. Усталостная (циклическая) прочность деталей определяется прочностью малых объемов материала в зоне высокой концентрации напряжений. Между тем многие формы деталей до сих пор подчиняются технологическим требованиям, а не требованиям прочности. Поэтому большое значение сохраняет местная оптимизация форм — уменьшение концентрации напряжений. Для этого используются следующие средства: удаление материала, мало участвующего в работе; создание плавных переходов; смещение источников концентрации напряжений из зон высоких номинальных напряжений; смещение мест концентрации напряжений от разных силовых факторов. Так, например, коррекцией малозубых шестерен в результате обеспечения более выгодной формы зуба, а также увеличением модуля (за счет уменьшения числа зубьев) можно повысить несущую способность в 2 раза.

4. Следует уменьшать фретинг-коррозию увеличением силы затяжки стыков, выполнением разгрузочных канавок и т. д.

5. В соответствии с достижимой при современной технологии точностью деталей следует распределять передачу сил и мощностей между многими элементами — шлицами, зубьями, зубчатыми колесами, т. е. применять шлицевые соединения, зубчатые муфты, зубчатые передачи с увеличенным коэффициентом перекрытия, многопоточные передачи. Например, мощность, передаваемая планетарными редукторами в несколько раз больше мощности, передаваемой простыми двухступенчатыми зубчатыми редукторами при одинаковом передаточном числе и весе.

6. При необходимости допускать очень высокие полезные напряжения, в частности напряжения, превышающие соответствующие предельные характеристики прочности материала, следует создавать начальные напряжения обратного знака. Этот принцип реализуется в составных сосудах, станинах со стяжками машин для обработки давлением, станин из напряженного железобетона.

7. Большинство деталей машин подвержено изгибу и кручению, при которых напряжения растут от нейтральной оси или плоскости к внешней поверхности. На поверхности расположены основные источники концентрации напряжений от формы и напрессовок, повышающие напряжения в тонком слое в 2—3 раза. На поверхности действуют контактные напряжения.

Таким образом, поверхностные слои деталей испытывают гораздо бо́льшие напряжения, чем сердцевина, и разрушения деталей, за очень малыми исключениями, начинаются с поверхности.

Все это указывает на прогрессивность поверхностных упрочнений. Общее повышение прочности деталей выше некоторого предела оказывается значительно менее эффективным, так как оно обычно вызывает резкое возрастание чувствительности к местным напряжениям и понижает сопротивление удару. Действие поверхностных упрочнений, как известно, сводится к повышению прочности поверхностных слоев и к созданию в них больших остаточных напряжений сжатия. Последние вычитаются из опасных для прочности деталей растягивающих напряжений от внешних нагрузок и резко повышают прочность деталей.

Наиболее простыми в технологическом отношении и весьма эффективными являются упрочнения поверхностным пластическим деформированием. Пластическое деформирование осуществляется обкаткой деталей роликами, чеканкой ударными инструментами, воздействием струей стальной или чугунной дроби или другими аналогичными способами. Упрочнение поверхностным пластическим деформированием, обкаткой роликом или чеканкой, по опытам ЦНИИТМАШ, повышает предел выносливости гладких участков валов на 20—40%, подступичных частей валов на 80—100%, галтелей на 60—100%, сварных швов в 2 раза, резьбы в 2—3 раза. При этом эффект упрочнения распространяется на детали диаметром 500—600 *мм* и зона увеличения твердости достигает глубины в зависимости от процесса до 30 *мм*. Дробеструйная обработка пружин и рессор увеличивает их долговечность до 10 раз.

Эффективность упрочнения значительно повышается, если наклеп деталей производить в напряженном состоянии. Такой процесс обработки рессорных листов внедрен на ряде автозаводов. Упрочнение пластическим деформированием (дробеструйное или обкаткой роликами) для некоторых деталей машин, в частности железнодорожного транспорта, предусматривается соответствующими стандартами.

Обкатка роликами, чеканка или дробеструйный наклеп выкружек зубьев зубчатых колес после закалки рабочих поверхностей повышает предел выносливости на изгиб на 40—80% и долговечность до 5—10 раз.

Самым мощным средством упрочнений являются термическая и химико-термическая обработка, резко повышающие прочность (в 2 раза и более) и в несколько раз — износостойкость. Поверхностная закалка зубьев с нагревом т. в. ч. по всему контуру с охватом выкружек повышает изгибную прочность в 2 раза; цементация и закалка зубьев после шевингования повышает изгибную прочность в 3 раза по сравнению с закалкой по рабочей поверхности.

Важным достижением является разработка метода поверхностной закалки с нагревом т. в. ч. зубьев и аналогичных деталей при сквозном нагреве, причем глубина закалки и твердость

подслоя обеспечиваются применением сталей пониженной прокаливаемости (55ПП и др.). Зубья шестерен задних мостов отечественных массовых автомобилей уже ряд лет успешно закаливают этим способом.

Глава III. ЖЕСТКОСТЬ

Критерий жесткости в машинах на ряду с критерием прочности является одним из важнейших. Его роль непрерывно растет, с одной стороны, в связи с повышением требований к точности, с ростом скоростей и других параметров машин, а с другой стороны — в связи с отставанием роста модуля упругости материалов от роста их прочностных характеристик. В станкостроении критерий жесткости имеет особо большое значение. Станки, особенно прецизионные, приходится проектировать значительно более массивными, чем другие машины для тех же нагрузок и мощностей. Вместе с тем критерий жесткости не следует рассматривать как самостоятельный. Он влияет на работу станка через точность обработки, виброустойчивость и долговечность, связанную с условиями контакта деталей.

Под жесткостью системы станка вдоль данной оси понимается отношение составляющей силы резания по этой оси к упругому перемещению в этом же направлении от равнодействующей силы резания.

Критерии, определяющие жесткость станков, можно разделить на: связанные с работой станка как технологической машины; связанные с работой механизмов станка и критерии производительного изготовления деталей станков.

ВЛИЯНИЕ УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ СИСТЕМЫ НА ТОЧНОСТЬ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ОБРАБОТКИ

1. Обработанная поверхность копирует форму заготовки (рис. 7, *а*), так как неравномерный припуск вызывает переменные силы и переменные деформации и отжатия в системе. Таким образом, на детали в уменьшенном масштабе переносятся погрешности заготовок, в частности эксцентриситет, некруглость, конусность, неплоскостность и др. Если станки настраиваются для обработки партии деталей, то разброс размеров заготовок влияет на разброс соответствующих размеров деталей.

Повышение точности в результате обработки на станке характеризуют коэффициентом уточнения, т. е. отношением одноименных погрешностей заготовки $\Delta_з$ и детали $\Delta_д$:

$$\xi = \frac{\Delta_з}{\Delta_д} = \frac{t_1 - t_2}{y_1 - y_2},$$

где t_1 и t_2 — максимальная и минимальная глубина резания; y_1 и y_2 — соответствующие суммарные перемещения в системе по нормали к поверхности обработки.

Выразив y_1 и y_2 через действующие составляющие силы резания P_{y1} и P_{y2} и суммарную технологическую жесткость j системы, а также использовав простейшую формулу для радиальной составляющей силы резания с линейной зависимостью от глубины резания $P_y = C_{Py} t s^q$, получим при обработке за один проход

$$\xi = \frac{j}{C_{Py}} \frac{1}{s^q},$$

где C_{Py} — коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала; s — подача в *мм/об*; $q = 0{,}6 \div 0{,}75$ — показатель степени.

Таким образом, коэффициент уточнения пропорционален жесткости системы и уменьшается с ростом подачи и твердости обрабатываемого материала.

Для обработки стали средней твердости с подачами 0,1—0,75 *мм* на токарном станке типа 1К62 с технологической жесткостью $j = 2000$ *кГ/мм* коэффициент уточнения изменяется в пределах 150—30.

Зная погрешности заготовок и потребную точность деталей, можно из формулы для коэффициента уточнения оценить потребную жесткость системы и допустимую подачу или судить о необходимости обработки в два прохода. Коэффициент уточнения при двухпроходной обработке определяется как произведение соответствующих коэффициентов для первого и второго проходов. Двух проходов, как правило, оказывается достаточно, чтобы свести копирование погрешностей заготовок к пренебрежимо малым величинам.

2. Переменность жесткости системы станок — приспособление — инструмент — деталь по координате зоны обработки искажает форму детали.

Ошибка в связи с изменением жесткости системы от $j_{\min}$ до $j_{\max}$ равна $P_y \left(\frac{1}{j_{\min}} - \frac{1}{j_{\max}} \right)$, где P_y — составляющая силы резания по нормали к обрабатываемой поверхности.

Жесткая цилиндрическая деталь, обрабатываемая в центрах, получается корсетной (рис. 7, *в*). Разность диаметров детали на конце — над задним центром и в середине, вследствие податливости центров равна $\frac{P_y}{2} \left(\frac{3}{j_з} - \frac{1}{j_п} \right)$, где $j_з$ и $j_п$ — жесткость заднего и переднего центров.

Задавшись расчетным режимом резания, допустимой погрешностью обработки, можно определить потребную жесткость центров при выбранном соотношении жесткостей. Податливая цилиндрическая деталь при обработке в центрах получается бочкообразной (рис.7,*б*). Стрела выпуклости, если податливость центров мала, равна собственному прогибу детали от силы P_y. Отверстия, растачиваемые выдвижной борштангой, получают криволинейные образующие (рис. 7, *е*). Резьба при накатывании получается конической.

3. В зонах входа и выхода инструмента происходит завалка поверхности, так как силы резания, а следовательно, и отжатия в системе меньше, чем при установившемся резании. Наиболее выражена завалка поверхности при строгании и долблении, а также при шлифовании периферией круга (рис. 7, *ж,з*). При торцевом

фрезеровании и торцевом шлифовании отдельных деталей завалка связана с тем, что в начале и конце резания меньше число одновременно режущих кромок или меньше поверхность контакта круга с деталью. При точении и цилиндрическом фрезеровании завалка невелика.

Максимальное значение стрелы завалки при обработке на станках $\frac{P_y}{j}$, где P_y составляющая силы резания по нормали к поверх-

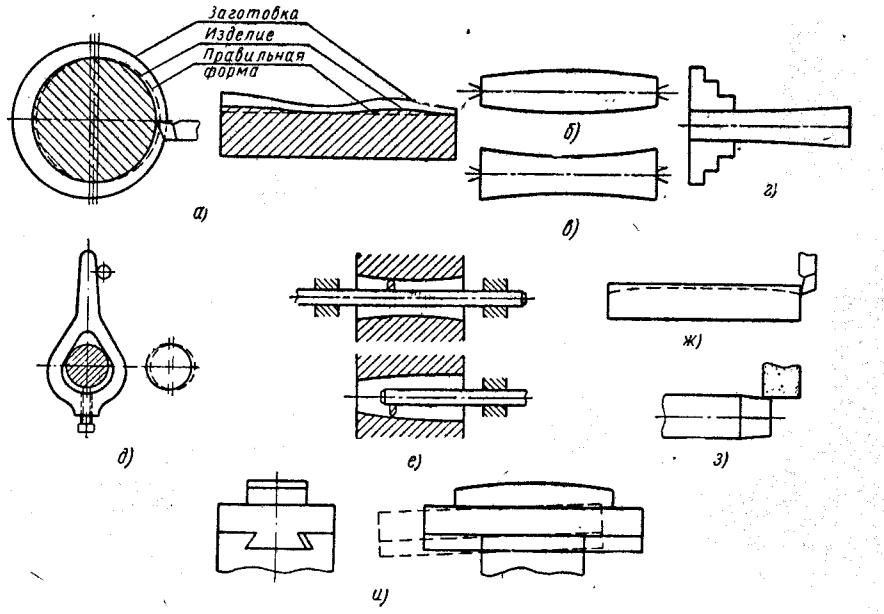


Рис. 7. Влияние упругих деформаций системы на точность обработки:

а — копирование погрешностей заготовки; *б*, *в*, *г* — искажение формы детали из-за собственных деформаций заготовки (*б*), отжима центров (*в*), деформаций заготовки в патроне и шпинделя (*г*); *д* — искажение сечения заготовки от силы на пальце хомутика; *е* — искажение формы при расточке выдвижением борштанги; *ж*, *з* — завалка поверхности при входе и выходе инструмента; *и* — искажение формы детали вследствие перевалки стола

ности обработки, а j технологическая жесткость системы. При врезании наблюдаются также колебания, копируемые на поверхности обработки.

4. Применение одностороннего хомутика (рис. 5, *д*) при обработке тел вращения связано с поворотом в пространстве силы от пальца на хомутик $P_z \frac{d}{2R}$ (где P_z — окружная сила резания, d — диаметр обрабатываемой поверхности, R — радиус расположения пальца). Эта сила передается на передний центр и вызывает смещение заготовки вследствие контактных деформаций в центровом отверстии, прогиба центра и контактных деформаций в месте посадки центра в шпиндель.

Максимальное биение заготовки $\delta = \frac{P_z d}{j_ц R}$, где дополнительно $j_ц$ — жесткость центра (с учетом контактных деформаций).

Искаженный контур детали представляет собой кордиоиду, т. е. синусоиду, навернутую на окружность. Некруглость нужно проверять на центрах, так как диаметральные размеры сохраняются постоянными.

5. Перемещение рабочих органов станков и обрабатываемых деталей вызывает изменения координат приложения сил веса, а следовательно, изменения упругих деформаций системы. Это наблюдается в прецизионных станках крупных размеров, особенно одноколонных, а также в консольно-фрезерных станках (рис.7, *и*). В этих станках при продольном перемещении стола возможна даже выборка зазоров в направляющих в разные стороны. В результате фрезеруемая деталь может получиться выпуклой. Угол наклона стола консольно-фрезерного станка второго габарита при переходе из среднего положения в крайнее составляет 0,03—0,04 *мм/м*.

В горизонтально-расточном станке с диаметром выдвижного шпинделя 320 *мм* при вылете шпинделя, равном пяти диаметрам, прогиб его от собственного веса составляет 0,2 *мм* (угол наклона оси шпинделя более 0,1 *мм/м*).

6. Детали, деформируемые при закреплении, получают правильную форму в деформированном состоянии, а в свободном состоянии получают искажения, равные по величине и обратные по знаку упругим деформациям при закреплении.

Погрешности от упругих деформаций и отжатий в системе при работе со значительными сечениями среза являются доминирующими. Однако они резко уменьшаются при чистовой обработке и при выхаживании.

Жесткость станков в значительной степени определяет их динамические качества. Для виброустойчивости существенное значение имеют суммарная жесткость системы, направление осей жесткости и жесткость отдельных элементов, участвующих в колебаниях.

ВЛИЯНИЕ ЖЕСТКОСТИ ДЕТАЛЕЙ НА РАБОТУ МЕХАНИЗМОВ И ВОЗМОЖНОСТЬ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОГО ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Упругие деформации приводят к неправильному контакту деталей и к резкому ухудшению их совместной работы. Важнейшим условием хорошей работы подшипников, зубчатых и червячных передач является малость концентрации нагрузки, определяемая упругими деформациями валов. Работоспособность направляющих в значительной степени определяется отсутствием существенных перекосов в результате упругих деформаций столов, суппортов

и ползунов от сил резания и сил зажима заготовки, а также упругих деформаций станин от неправильной установки на основании, от сил резания, сил веса и т. д. Так, наибольший износ направляющих столов круглошлифовальных станков наблюдается по концам, где возникают существенные местные давления, связанные с деформациями столов под действием веса передней и задней бабок. В направляющих ползунов и расточных гильз из-за больших деформаций возникают высокие кромочные давления, достигающие 130—150 *кГ/см²*. Это приводит к повышенному износу, а в ряде случаев и к появлению задиров.

Для ряда деталей, в первую очередь изготовляемых в крупносерийном и массовом производстве, технологические требования к жесткости могут быть определяющими. Например, диаметры валов машин массового выпуска часто определяются возможностью высокопроизводительной многорезцовой обработки их и сидящих на них зубчатых колес. Толщина стенок корпусных деталей часто определяется литейными условиями и возможностью высокопроизводительной механической обработки поверхностей под крышки и т. д.

СТРУКТУРА УПРУГИХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В СТАНКАХ

Жесткость станков определяется: собственной, вычисляемой по формулам сопротивления материалов, жесткостью деталей, рассматриваемых как брусья, пластинки или оболочки с идеализированными опорами, и контактной жесткостью. Для анализа жесткости станков, установления мероприятий по ее повышению и нормирования жесткости важно знание структуры упругих перемещений.

Собственные деформации деталей станков имеют превалирующее значение в условиях значительных нагрузок в станках, работающих с большими сечениями среза и в тяжелых станках при перемещении тяжелых узлов. В прецизионных станках и универсальных станках при отделочной обработке превалируют контактные деформации.

В балансе упругих перемещений станков (без изделий) перемещения шпинделей, работающих на изгиб, со шпиндельными бабками составляют до 50%, а при подвижных шпиндельных бабках 60—70% (в плоскошлифовальных станках до 85%). Из этих перемещений в станках с неподвижными шпиндельными бабками контактные перемещения (в опорах шпинделя) составляют 30—40%, а в станках с подвижными шпиндельными бабками (в опорах и направляющих) — не менее 50%. Упругие перемещения суппортов токарных станков составляют до 50%. В консольных станках упругие перемещения столов перпендикулярно зеркалу станины составляют 70—90%, а в вертикальном направлении даже еще больше, за исключением горизонтально-фрезерных станков, в

которых очень велики деформации фрезерных оправок. Перемещения столов и кронштейнов в вертикально-сверлильных станках составляют 85—90%. Из этих перемещений доля контактных деформаций составляет 80—90%. Даже в таких деталях, как ползуны карусельных станков, доля контактных деформаций составляет 40—70%. Перемещения станин составляют обычно до 15%, в горизонтально-расточных станках 15—20%, в долбежных 25—50%, в радиально-сверлильных станках перемещения плиты и колонны 60—75%, рукава 20—30%.

НОРМЫ ЖЕСТКОСТИ СТАНКОВ

Нормы жесткости предусмотрены для оценки конструкции и качества изготовления станка в отношении сохранения им точности под нагрузкой от рабочего процесса. Испытания проводятся при искусственном статическом нагружении (для простоты и уменьшения времени испытаний) [7].

Условия испытаний выбраны в диапазоне наиболее характерных условий использования станков, испытательная нагрузка — достаточная для создания перемещений, позволяющих измерение простыми измерительными средствами, и для преодоления сил трения от веса узлов. В соответствии с паспортными данными станков и расчетами на основе подобия нагрузка назначена в функции размера станка. При этом учитывался рост веса узлов с увеличением размера станка более быстрый, чем рост сил резания (табл. 2).

Нагрузка, как правило, направляется по равнодействующей сил резания под углом, обеспечивающим достаточную составляющую сил и перемещений по нормали к поверхности обработки. Это создает наилучшее соответствие результатов испытаний с точностью обработки на станке. В станках, в которых решающее влияние на точность обработки оказывает составляющая сил резания по нормали к поверхности обработки, а другие составляющие почти не сказываются, допустимо простое нагружение по этой оси. В целях учета влияния зазоров измерения производят при первичном нагружении. Однако узлы устанавливаются в рабочее положение для испытания движением, выбирающим зазоры. Узлы, закрепляемые при работе станка, должны также закрепляться при испытаниях.

В качестве показателя выбрана суммарная жесткость системы в различных условиях обработки, например при точении у передней и у задней бабки, при точении поперечным суппортом и револьверной головкой. Нормативная жесткость для большинства станков пропорциональна основному размеру станка в степени $^1/_3$, а для станков, работающих широким многолезвийным или широким абразивным инструментом, пропорциональна основному размеру станка в степени $^2/_3$.

Таблица 2

Нормативные характеристики жесткости

Типы станков	Место или направление измерения	Характеристика жесткости в кГ/мм		Испытательная нагрузка в кГ	ГОСТ
Токарные	У передней бабки У задней »	$180D^{1/3}$ $140D^{1/3}$		$0{,}075D^{1,5}$	7895—56
Токарно-револьверные	С поперечного суппорта С револьверной головки	$320d^{1/3}$ $260d^{1/3}$		$35{,}5d^{0,75}$ $13d^{0,75}$	17—70
Карусельные	У левого суппорта У правого » У бокового »	$75D^{1/3}$ $115D^{1/3}$ $180D^{1/3}$		$6{,}5D^{0,8}$	44—56
Токарные многошпиндельные прутковые горизонтальные автоматы	В направлении поперечной подачи	$875d^{1/3}$		$15d$	43—65
Вертикально-сверлильные	Вертикальное	$265d^{1/3}$		$8d^{1,4}$	370—67
Консольно-фрезерные	В направлении поперечной подачи	$25B^{2/3}$		$0{,}0125B^2$	13—54
Вертикально-фрезерные бесконсольные с крестовым столом	Вертикальное Горизонтальное	$32B^{2/3}$		$0{,}9B^{1,26}$	9726—61
Продольно-фрезерные	Вертикальное	С вертикальным шпинделем $60B^{2/3}$	С горизонтальным шпинделем $120B^{2/3}$	$3{,}35B$	11579—65
	Горизонтальное	$60B^{2/3}$	$60B^{2/3}$		
Долбежные	Горизонтальное в направлении продольной подачи	$200L^{1/3}$		$3L$	26—67
Продольно-строгальные двухстоечные	По вертикальной оси z По горизонтальной оси x, перпендикулярной оси стола	$400B^{1/3}$ $150B^{1/3}$		$3{,}35B$	35—54
Поперечно-строгальные	По оси z По оси x	$100L^{1/3}$ $58L^{1/3}$		$2L$	16—59

Продолжение табл. 2

Типы станков	Место или направление измерения	Характеристика жесткости в кГ/мм	Испытательная нагрузка в кГ	ГОСТ
Горизонтально-расточные	Горизонтальное и вертикальное, перпендикулярные оси борштанги	$10D_ш$	$0{,}75D_ш^{1{,}5}$	—
Круглошлифовальные	Горизонтальное	Универсальные $8D^{2/3}$ Неуниверсальные $13D^{2/3}$	$0{,}03D^{1{,}2}$ $0{,}07D^{1{,}2}$	11654—65
Плоскошлифовальные с крестовым столом и горизонтальным шпинделем	Вертикальное	$22B^{2/3}$	$0{,}07B^{1{,}2}$	273—67
Плоскошлифовальные с круглым магнитным столом и вертикальным шпинделем	То же	$35D^{2/3}$	$0{,}12D^{1{,}2}$	10600—63

Примечание. D — наибольший диаметр обрабатываемой поверхности, d — наибольший диаметр прутка, в сверлильных станках диаметр сверла, B — ширина стола, L — ход ползуна, $D_ш$ — диаметр шпинделя (все размеры даны в *мм*).

СОБСТВЕННАЯ ЖЕСТКОСТЬ И ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ

В связи с особым значением жесткости конструктивные формы в станках в значительной степени подчинены критерию жесткости. Это в первую очередь относится к корпусным деталям несущей системы. Для них применяют коробчатые конструкции как наиболее экономичные. Однако необходимость отвода большого количества стружки в станках токарной группы приводит к выполнению станин из двух стенок с перегородками или с наклонной верхней стенкой. Для размещения в станинах механизмов, электродвигателей, электроаппаратуры предусматривают окна. Широко применяют портальные конструкции.

Диаметры шпинделей (из условия жесткости) должны быть в несколько раз больше диаметров валов привода. Шпиндели выполняют с малыми консолями, иногда трехопорными.

Корпусные детали станков имеют следующие особенности работы и расчета (см. также раздел IV).

Жесткость станин и стоек, подверженных изгибу и кручению, при условии работы стенок как единого целого весьма высока. Основная доля упругих перемещений связана с местным нагружением и работой стенок, сопровождаемой искажением контура,

а также отгибом направляющих. Постановка перегородок, препятствующих искажению контура, часто затрудняется технологическими и конструктивными соображениями, например в стойках — необходимостью размещения контргруза. Работу перегородок в станинах токарного типа из двух стенок можно характеризовать отношением k действительной жесткости к жесткости станины со стенками, работающими как одно целое (при абсолютно жестких связях). При работе на кручение для станин с тонкими перпендикулярными перегородками $k = 0{,}1 \div 0{,}2$, с $П$-образными перпендикулярными перегородками $k = 0{,}15 \div 0{,}3$, с диагональными перегородками $k = 0{,}25 \div 0{,}4$. При работе на изгиб в горизонтальной плоскости соответственно $k = 0{,}1 \div 0{,}2$; $k = 0{,}3 \div 0{,}45$; $k = 0{,}4 \div 0{,}5$ (меньшие значения — для длинных станин, бо́льшие — для коротких).

Для технических расчетов станины рассматриваются как брусья постоянной жесткости. Жесткость определяют по зависимостям, выведенным из рассмотрения станин как тонкостенных систем под действием пространственной нагрузки. Жесткость станин портального типа определяется жесткостью элементов и жесткостью соединений. При технических расчетах портальные станины рассматривают как рамы из элементов постоянной жесткости.

В корпусных деталях типа коробок важна жесткость в направлении, перпендикулярном к плоскости стенки. Основное влияние оказывает жесткость нагружаемой стенки. Для технических расчетов предлагаются обобщенные результаты экспериментов над коробками со сплошными стенками при разных соотношениях сторон. Влияние отверстий и бобышек учитывается коэффициентами, определенными с помощью специальных опытов на пластинках.

Основные направления оптимизации конструкций по критерию жесткости.

1. Обеспечение рационального баланса жесткости системы. Следует избегать применения деталей повышенной податливости и деталей с гипертрофированной жесткостью.

К наиболее характерным примерам нарушения этого принципа можно отнести применение жестких корпусных деталей, соединяемых слабыми болтами, не позволяющими создать требуемое давление в стыках. В частности, в портальных станках часто недостаточной жесткостью обладает стык стоек с основанием.

2. Применение материалов с высоким модулем упругости и материалов, допускающих конструирование деталей рациональных сечений, в частности сталей, чугунов со сфероидальным графитом.

3. Расширение применения деталей, работающих на растяжение и сжатие, обладающих, как правило, значительно большей жесткостью, чем работающих на изгиб и кручение.

4. Выбор рациональных форм сечений. К таким сечениям для деталей, работающих на кручение, как известно, относятся

замкнутые тонкие кольцевые сечения, а для деталей, работающих на изгиб, — сечения с максимальным отнесением площади от нейтральной оси. Разрез замкнутого контура приводит к уменьшению жесткости кручения в десятки и сотни раз. Увеличение размеров контура с сохранением его подобия при той же жесткости за счет уменьшения толщины стенок в k раз приводит к уменьшению веса в $k^{2/3}$ раз.

5. Уменьшение местных деформаций. В корпусных деталях необходимо применять перегородки, препятствующие искажению контура и обеспечивающие совместную работу стенок. Для уменьшения местных деформаций из плоскости стенок, а также для уменьшения колебаний стенок как диафрагм и звучания применяют сетки ребер.

6. Рациональный выбор расположения опор. Известно, что в контрольных линейках постоянного сечения расположение опор в точках Бесселя на расстоянии 0,223 l от концов уменьшает прогиб от собственного веса в 48 раз по сравнению с прогибом при опорах по концам. Шпиндели из технологических соображений преимущественно выполняют двухопорными; очень ответственные шпиндели иногда делают трехопорными. Особо быстроходные шпиндели, увеличение диаметров которых недопустимо по условию работоспособности подшипников, а также из-за стесненных габаритов устанавливают на четыре и более подшипников качения. Однако в принципе обеспечивать жесткость узлов применением изнашивающихся и расходующих энергию на трение элементов нежелательно, если ту же жесткость можно обеспечить неизнашивающимися элементами.

Целесообразно обеспечивать жесткость за счет фундамента. Горизонтальные станины в ряде случаев можно выполнять небольшой высоты и перекладывать работу на фундамент. Для того чтобы станина не искривлялась при затяжке фундаментных болтов, последние располагают в средней плоскости башмаков. Особо прецизионные станки устанавливают на три точки, чтобы проседания основания не могли привести к нарушению точности станков.

7. Применение конструкций, обеспечивающих отсутствие упругих перемещений в направлении, определяющем работоспособность, в частности точность обработки (рис. 8, *а*, *б*). Сюда относится использование принципа симметрии. Так, все ответственные прессы для штамповочных работ выполняют с симметричной несущей системой: двухстоечными, двух- или четырехколонными и т. д. В протяжных станках жесткие требования к перпендикулярности оси протягиваемых отверстий и опорной поверхности удалось осуществить только при осесимметричном опирании стола.

8. Начальное технологическое или упругое деформирование в сторону, противоположную деформациям от веса или рабочей нагрузки. Например, направляющие поперечины большой длины должны обрабатываться в рабочем положении при закреплении

в местах подвеса к стойкам портала (рис. 8, *в*). Таким образом, горизонтальные грани получаются плоскими при действии на траверсу сил веса, а при их отсутствии окажутся искривленными со стрелой, равной стреле прогиба от собственного веса. Начальное деформирование системы применяют в резьбонакатных станках во избежание получения конической резьбы.

9. Обеспечение малого изменения жесткости по координате обработки. Сюда относится приближение жесткости заднего центра в станках для обработки на центрах к жесткости переднего центра,

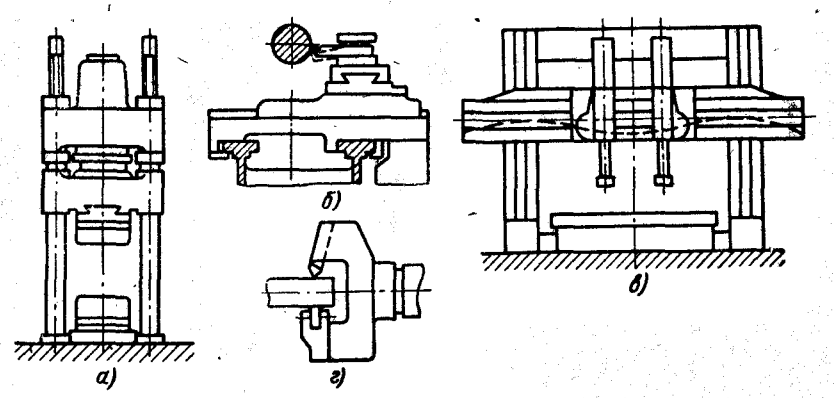


Рис. 8. Уменьшение влияния упругих деформаций на точность:

а — выполнение системы симметричной; *б* — сведение к минимуму перемещений по нормали к поверхности обработки (режущая кромка резца при нагрузке смещается по вертикали); *в* — начальное деформирование поперечины в сторону, противоположную прогибу от веса (обработка в рабочем положении с закреплением в местах контакта со стойками или при искусственном деформировании); *г* — применение методов обработки, не требующих высокой жесткости станка

выравнивание радиальной жесткости расточных станков (измеряемой на борштанге) под разными углами и т. д.

10. Применение методов обработки, не требующих высокой жесткости станка (рис. 8, *г*).

КОНТАКТНАЯ ЖЕСТКОСТЬ

В контакте деталей машин действительная площадь очень мала. При сжатии шаров и цилиндров это связано с формой деталей. В условиях контакта по плоскости или по цилиндрической поверхности это связано с микро- и макронеровностями, в результате чего при малых нагрузках действительная площадь составляет доли процента от номинальной. Поэтому в прецизионных машинах контактные деформации превалируют над собственными. Это особенно относится к металлорежущим станкам, которые характерны: большим количеством подвижных сопряжений деталей, малыми нагрузками при окончательных точных операциях

и особо высокими требованиями к точности. Роль контактных деформаций иллюстрируется следующим примером: контактные деформации в направляющих станков, имеющие величины порядка 1 *мк* на каждый 1 *кГ/см²* давления, в среднем равны деформации чугунного стержня длиной 1 *м* под действием сжимающих напряжений, равных давлению в направляющих.

Контактные деформации при идеальной плоскостности стыков или совершенном макроприлегании деталей невелики. Наблюдаемые большие сближения в контактах деталей машин происходят вследствие увеличенных контактных деформаций на контактирующих вершинах макроволн, распрямления волн и общих упругих деформаций деталей в зоне контакта. Контактные деформации понижают точность работы приборов, станков и других прецизионных машин, а также влияют на работоспособность деталей и узлов машин: на колебания и динамические нагрузки, на концентрацию и распределение давления в контакте деталей машин, а следовательно, на их износостойкость и долговечность. Эффект контактных деформаций не всегда отрицательный. Они выравнивают распределение давления между контактирующими упруго деформирующимися поверхностями.

Для лучшего понимания механизма контактного деформирования применяют расчеты упругих перемещений на основе простейшего моделирования микро- и макронеровностей. Для технических расчетов применяют эмпирические зависимости, полученные на крупных моделях и натурных машинах. При малых номинальных площадях контакта (менее 100—150 *см²*) и тщательной взаимной пригонке влиянием отклонений от плоскостности можно пренебречь и принимать сближение δ при повторных нагружениях чугунных и стальных деталей пропорциональным среднему давлению σ [*кГ/см²*] в степени $m = 0{,}5$ (рис. 9).

$$\delta = c\sigma^m \text{ мк},$$

где σ — среднее давление в стыке в *кГ/см²*;

Значения коэффициента c при глубоком шабрении 1,5; при среднем 0,8; при финишном строгании 0,6; при тонком шабрении, тонком точении по 7-му классу чистоты, шлифовании по 7—8-му классу 0,15 — 0,2; при притирке по 10—12-му классу 0,07.

При больших номинальных площадях контакта упругие сближения значительно больше и они ближе следуют закону Гука. Это связано с бо́льшими отклонениями сопрягаемых поверхностей от плоскости, бо́льшими собственными деформациями контактирующих деталей и большей их ролью в балансе перемещений, а также бо́льшими местными давлениями на макропятнах контакта. Влияние отклонений от плоскостности изучалось теоретически для разных моделей неплоскостности одной из контактирующих поверхностей: параболической выпуклости, параболической вогнутости, волнистости и, наконец, вогнутости,

очерченной двумя плоскостями, и проверялось экспериментально. Отклонения от плоскостности в пределах 10—15 *мк* повышают контактную податливость в 2—2,5 раза.

Для технических расчетов на контактную жесткость натурных узлов при центральном нагружении упругие сближения принимают пропорциональными давлениям $\delta = k\sigma$, но коэффициент контактной податливости k зависимым от начального давления. Повышение коэффициентов контактной податливости с увеличением размеров стыков (масштабный фактор) при одинаковой шероховатости поверхности может достигать больших значений

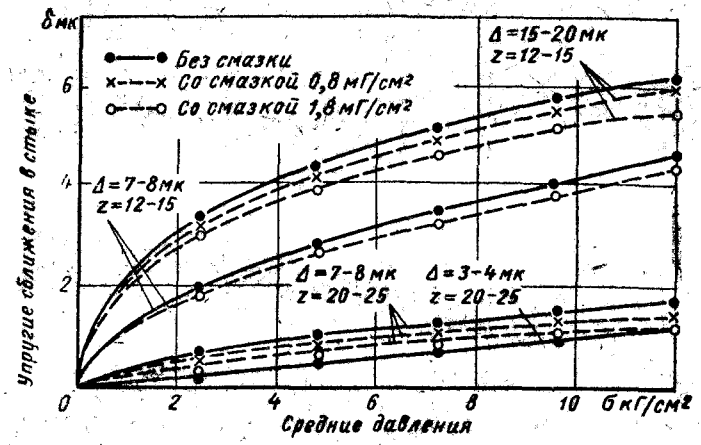


Рис. 9. Зависимость между упругим сближением и средним давлением в стыке (Δ, z глубина и число пятен шабрения; площадь стыка 80 *см²*)

(до 10 раз и более). Например, коэффициент контактной податливости в применении к направляющим может меняться от 0,3 для моделей до 1,5 для средних станков и до 4 *мк · см²/кГ* для наиболее тяжелых. Это связано с ухудшением условий контакта. Значения масштабного фактора получаются экспериментально и из расчетов при задании отклонений от правильной формы контактирующих поверхностей.

При действии момента на предварительно равномерно нагруженный стык дополнительная эпюра давлений от момента в связи с нелинейностью задачи оказывается несимметричной и поворот происходит вокруг оси, смещенной по отношению к центральной. Вследствие этого зависимость между моментом и углом поворота весьма близка к линейной даже для стыков малой площади, а тем более для больших (рис. 10).

Контактные деформации деталей, обладающих большой собственной жесткостью — кронштейнов, консолей, салазок, подкрепленных фартуками, рассчитывают, рассматривая их относительный

поворот и смещение как твердых тел. Расчеты деформаций деталей, собственная жесткость которых соизмерима с контактной, следует производить, рассматривая совместно собственные и контактные деформации. В связи с тем, что, как правило, собственная жесткость одной из контактирующих деталей много больше, чем сопряженной, показана возможность производить расчеты по теории балок или плит на упругом основании. Это является важным научным результатом, позволяющим решить ряд технических задач. Сопоставление расчетных и экспериментальных прогибов планки (рис. 11), лежащей на полуплоскости при разном состоянии поверхности и, следовательно, разных коэффициентах контактной податливости показывает полное совпадение. Особенно важны

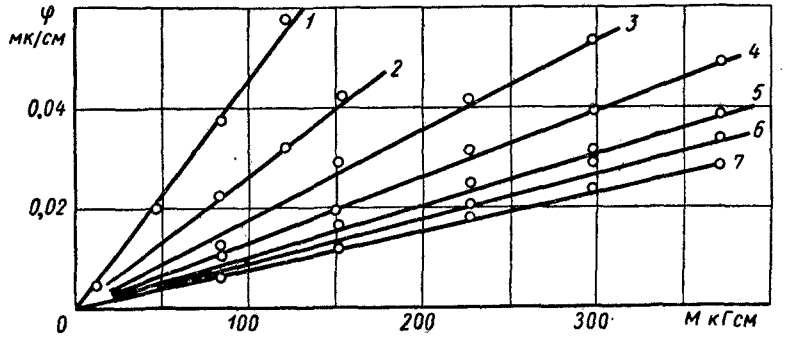


Рис. 10. Зависимость между углом поворота в стыке и моментом

(поверхности — шабреные; площадь стыка 75 $см^2$; *1* — σ = 0,55 $кГ/см^2$; *2* — σ = 1,1 $кГ/см^2$; *3* — σ = 2,15 $кГ/см^2$; *4* — 4,15 $кГ/см^2$; *5* — 6,8 $кГ/см^2$; *6* — 10,2 $кГ/см^2$; *7* — 13,5 $кГ/см^2$; σ — среднее давление.

такие расчеты для деталей с консолями типа ползунов, пинолей, центров и т. д. Упругие перемещения даже таких относительно жестких деталей, как пиноли и ползуны поперечно-строгальных станков, при расчете их без учета собственных деформаций на длине контакта получаются до 3 раз меньше, чем при точном расчете как балок на упругом основании.

Контактная жесткость сильно влияет на распределение давления в стыках и раскрытие стыков. На основании решения Файлона можно сделать вывод о том, что если поверхности контакта двух планок одинаковой толщины являются идеально гладкими и плоскими, то стык раскроется на расстоянии 1,35 высоты планки от точки приложения сжимающей силы. Вследствие контактных деформаций расстояние до точки раскрытия существенно больше. Установлены необходимые расстояния между установочными винтами, действующими на регулировочные планки, из условия заданной неравномерности распределения давления. При $l \approx 10h$ происходит раскрытие стыка, при $l \approx 5h$ колебания давлений невелики (l — расстояние между винтами, h — толщина планки).

Эксперименты показывают, что контактные перемещения в стыках прижимных планок в 1,5—2,5 раза выше, чем в стыках основных деталей.

Коэффициент контактной податливости при рассмотрении гильз и пинолей как балок на упругом основании составляет 0,3—0,5 $мк \cdot см^2/кГ$ при отсутствии зажима и 0,05—0,07 $мк \cdot см^2/кГ$ при включенном зажиме (чистота сопрягаемых поверхностей 9—10-го классов).

Коэффициенты контактной податливости конических стыков хвостовиков инструментов и оправок ниже в связи с большими

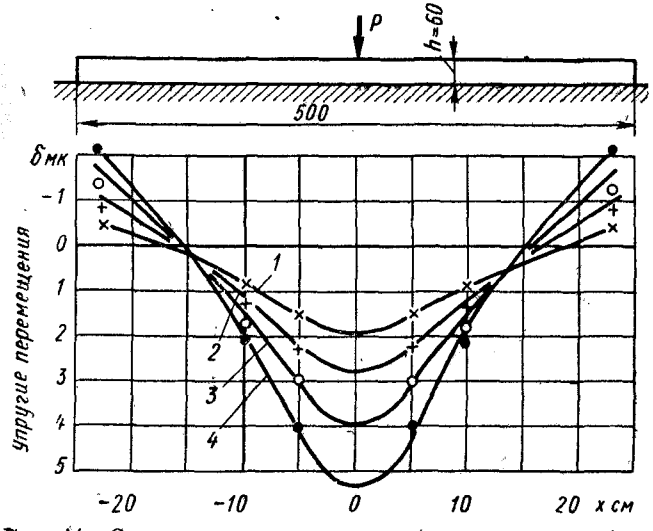


Рис. 11. Сопоставление расчетных (плавные кривые) и экспериментальных (точки) упругих перемещений планки:

(*1* — σ = 0,4 $кГ/см^2$, k = 1,8 $мк \cdot см^2/кГ$; *2* — σ = 1 $кГ/см^2$; k = = 1,0; *3* — σ = 2 $кГ/см^2$; k = 0,65; *4* — σ = 4 $кГ/см$; k = 0,45)

давлениями затяжки и составляют 0,01—0,07 $мк \cdot см^2/кГ$, в зависимости от качества изготовления и давления затяжки (меньшие значения при хорошем прилегании и давлениях затяжки 80—150 $кГ/см^2$, большие — при пониженном качестве изготовления и давлениях 30—60 $кГ/см^2$).

Упругие сближения в подшипниках качения складываются из упругих сближений тел качения и колец, контактных деформаций в посадочных местах колец на вал и в корпус. Упругие сближения шариков и колец определяют по формулам Герца.

В условиях, характерных для современного машиностроения (изготовления деталей по 2-му классу точности, установки колец в корпус с плотной посадкой, а на вал — с напряженной посадкой), средний коэффициент контактной податливости колец с корпусом и валом составляет 0,1—0,25 $мк \cdot см^2/кГ$.

Контактные деформации существенно сказываются на крутильной жесткости приводов. В балансе угловых перемещений приводов станков контактные деформации в соединениях обычно превышают крутильные деформации валов. Коэффициент контактной податливости в шпоночных соединениях призматическими шпонками и в зубьях кулачковых муфт составляет в среднем 0,03—0,04 $мк \cdot см^2/кГ$.

Контактную жесткость при колебаниях изучали по частоте собственных колебаний бруса с массой на конце, составленного из дисков, стянутых винтом. Жесткость несмазанных стыков при колебаниях и статическом деформировании одинакова и не зависит от частоты колебаний. Жесткость смазанных стыков при колебаниях в связи с дополнительным сопротивлением вытеканию масла повышается до 1,5 раза. Повышение жесткости тем больше, чем больше количество и вязкость смазки и меньше начальное давление.

Контактирующие поверхностные слои обладают не только нормальной, но и касательной податливостью. Для особо точных расчетов перемещения (преимущественно в условиях упругого поворота), а также для расчетов прочности фрикционных сцеплений и демпфирования колебаний представляет интерес знание *касательной контактной податливости*.

Касательные контактные деформации при первом нагружении являются упругими в пределах сдвигающих нагрузок около половины предельных, а затем пластическими до момента срыва. При этом пластические составляющие во много раз больше упругих. При повторных нагружениях наблюдаются только упругие смещения.

Касательные смещения можно определять по зависимости

$$\delta_\tau = k_\tau \tau,$$

где τ — касательное контактное напряжение в $кГ/см^2$; k_τ — коэффициент касательной податливости в $мк \cdot см^2/кГ$.

Экспериментальные значения коэффициента k_τ таковы: на крупных чугунных моделях направляющих с одной шлифованной до 7-го класса чистоты и одной шабреной (с числом пятен 16—20 на 25 × 25 $мм^2$) поверхностями при $\sigma = 3 \div 5$ $кГ/см^2$ $k_\tau = 0{,}5 \div 0{,}35$ $мк \cdot см^2/кГ$, при $\sigma = 5 \div 10$ $кГ/см^2$ $k_\tau = 0{,}35 \div 0{,}25$; на кольцевых чугунных моделях с разной чистотой обработки (5—9-го классов) при $\sigma = 5$ $кГ/см^2$ $k_\tau = 0{,}24 \div 0{,}3$, при $\sigma = 15 кГ/см^2$ $k_\tau = 0{,}1 \div 0{,}15$; на конических и узких плоских шлифованных до 7—8-го классов чистоты моделях при $\sigma = 25 \div 40$ $кГ/см^2$ (обработка измерений производилась по формулам кручения и изгиба бруса на упругом основании) $k_\tau = 0{,}2 \div 0{,}4$; меньшие значения при напряжении сдвига $\tau = 3$ $кГ/см^2$, большие — при $\tau = 25$ $кГ/см^2$.

Контактные деформации направляющих органически связаны с местными отгибами. Влияние отгибов направляющих сказывается в виде: а) смещения узла вместе с деформированными направляющими станины; б) увеличения контактных деформаций вследствие ухудшения условия контакта из-за искривления направляющих. Отгибы особенно существенны для направляющих, соединяемых со станиной одной стенкой (как в станинах станков токарного типа), и в балансе упругих перемещений станины составляют величину порядка $^1/_3$ и более. В результате искривления направляющих контактная податливость возрастает в несколько раз в зависимости от конструкции. Деформации направляющих определяются из рассмотрения направляющих как балок на упругом основании в виде переходных стенок и основного контура станины в предположении, что деформации упругого основания пропорциональны нагрузке только в данном сечении, т. е. что переходные стенки как бы разрезаны на полоски. Простейшие технические расчеты максимальных отгибов направляющих с одной переходной стенкой производят также, как Г-образных брусьев шириной, равной 1,2—1,6 от длины контакта.

Повышение контактной жесткости возможно в следующих направлениях:

1. Повышение взаимной пригонки и уменьшение шероховатости. Например, применяя тонкое шабрение вместо нормального, можно повысить контактную жесткость до 3 раз.

2. Создание предварительного натяга. В подшипниках качения шпинделей предварительный натяг применяют систематически, причем удается повысить жесткость до 2 раз. Допустимую величину натяга выбирают из температурных условий. В последние годы применяют многоклиновые подшипники скольжения, в которых также обеспечивается внутренний натяг. В направляющих прямолинейного движения натяг обеспечивают весом узлов, для чего в прецизионных станках делают узкие направляющие или применяют замкнутые направляющие с натягом (направляющие качения, гидростатические направляющие).

3. Оптимизация формы контактирующих поверхностей, максимальное отнесение площади от нейтральной линии, выборка материала вблизи нейтральной линии и т. д.

ОСОБЕННОСТИ ВОПРОСОВ ЖЕСТКОСТИ СТАНКОВ, РАБОТАЮЩИХ АБРАЗИВНЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

В станках шлифовальной группы силы резания, как правило, меньше, чем в других, и иначе ориентированы в пространстве. Обдирочное шлифование характеризуется окружными силами 10—100 $кГ$ (обычное шлифование силами 5—50 $кГ$ и тонкое силами до 10 $кГ$). Радиальная сила превышает окружную в 1,5—3 раза.

В связи со значительно большим размельчением материала (тонкой стружкой), отрицательными передними углами режущих элементов и тем, что некоторые режущие кромки вследствие своей утопленности в круге и больших отрицательных передних углов совсем не снимают стружку, удельная сила резания при шлифовании на единицу площади среза в среднем в 10 раз больше, чем при точении. При этом, однако, производительность чистовой обработки, измеряемая площадью обработанной поверхности, у шлифовальных станков оказывается выше, чем у других, вследствие большой суммарной ширины режущих кромок. При шлифовании в отличие от строгания, долбления, фрезерования происходит плавное врезание.

Принципиальными особенностями процесса шлифования является многопроходная обработка и выхаживание. Последнее обеспечивает высокую точность обработки даже на нежестких станках, но за счет снижения производительности. В балансе деформаций шлифовальных станков собственные деформации станин, столов, корпусов малы благодаря их жесткости и малым силам резания; контактные деформации в направляющих также ограничены вследствие малых давлений в направляющих от сил шлифования по сравнению с давлениями от веса узлов. Повышенное значение в шлифовальных станках имеют деформации шпиндельных групп, что в первую очередь относится к станкам, работающим малыми кругами, а также и к круглошлифовальным станкам в связи с податливостью центровых опор.

Процесс шлифования состоит из трех периодов: с нарастающей глубиной врезания, практически с постоянной глубиной врезания и периода выхаживания. Глубина резания δ_0 при первом врезании равна номинальному врезанию Δ минус упругие деформации в системе KP_{y0}, где K — податливость системы, P_{y0} — радиальная сила шлифования, $P_{y0} = m\delta_0$

$$\delta_0 = \Delta - KP_{y0}, \quad \text{откуда} \quad \delta_0 = \frac{\Delta}{1+Km};$$

глубина резания при втором и третьем врезании

$$\delta_1 = \Delta - K(P_{y1} - P_{y0}), \quad \text{откуда} \quad \delta_1 = \frac{\Delta(1+2Km)}{(1+Km)^2};$$

$$\delta_2 = \Delta - K(P_{y2} - P_{y1}), \quad \text{откуда} \quad \delta_2 = \frac{\Delta[1+3Km+3(Km)^2]}{(1+Km)^3}.$$

Первое врезание δ_I круга при выхаживании соответствует уменьшению радиальной силы шлифования с P_y до P_{yI}:

$$\delta_I = K(P_y - P_{yI}), \quad \text{откуда} \quad \delta_1 = \frac{Km\Delta}{1+Km}.$$

Врезание номер i

$$\delta_i = \left(\frac{Km}{1+Km}\right)^i \Delta.$$

Врезание уменьшается, асимптотически приближаясь к нулю.

Процесс уменьшения биения изделия после каждого прохода можно рассчитать с помощью приведенной выше общей методики. Возможен расчет потребного числа проходов для уменьшения биения до заданной величины.

Существенное влияние на погрешности шлифования оказывают неточности центровых отверстий и контактные деформации в центровых отверстиях. Начальный контакт между центром и центровым отверстием происходит в отдельных точках. В зависимости от углового положения этих точек по отклонению к плоскости нагрузки контактная жесткость существенно меняется, причем изделие копирует форму отверстия. Для уменьшения влияния центровых отверстий их шлифуют, применяют центра с торовой или сферической рабочей поверхностью и т. д.

Погрешности шлифования, связанные с податливостью изделия и системы, удобно рассматривать в предположении, что поверхность формируется кругом на ширине осевой подачи. Тогда при круглом шлифовании поверхность в осевом сечении получается ступенчатой, выпуклой (бочкообразной) при податливой заготовке и вогнутой (корсетной) при податливых центрах. Так как вследствие податливости круга в процессе шлифования круг работает всей шириной, то ступеньки на изделии сглаживаются. У концов участка продольного шлифования происходит завалка поверхности вследствие уменьшения сил шлифования, вызванного: а) выходом части круга за изделие, б) уменьшением осевой подачи при реверсировании стола. В простейшем случае, если круг полностью выходит за изделие, то заваленная поверхность приближенно представляет собой коническую, на длине равной осевой подаче, с максимальными уменьшениями радиуса $\frac{P}{j}$, где P — радиальная сила резания, j — жесткость.

Глава IV. ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

Подавляющее большинство станков и их деталей выходят из строя вследствие износа. Износ резко понижает точность станков, сильно удорожает эксплуатацию в связи с осмотрами, проверками и ремонтами, понижает производительность из-за простоев и снижения виброустойчивости, требует значительных производственных мощностей и квалифицированных кадров для ремонта. Затраты на ремонт станочного оборудования общего назначения, отнесенные к году эксплуатации, составляют около 10% его начальной стоимости.

Критерий износостойкости в станках имеет большое значение в связи с высокими требованиями к точности станков, с возможностью попадания на трущиеся поверхности стружки, окалины,

песка (при обработке отливок), абразивной пыли и с большим количеством трущихся пар с несовершенным трением.

В станках, как в машинах с широким типажом, наблюдаются все характерные для машин виды трения.

Сухое трение, т. е. трение при отсутствии смазывающих веществ на трущихся поверхностях, предусматривается в сухих муфтах и тормозах, ременных передачах, фрикционных передачах, в соединениях с гарантированным натягом с обезжиренными поверхностями (сборка с охлаждением).

Полусухое трение, т. е. смешанное трение, при котором на отдельных участках возникает граничное трение, а по остальной части площади контакта — сухое трение; имеет место в соединениях с гарантированным натягом, в резьбовых соединениях, на поверхностях зажима изделий.

Граничное трение, т. е. трение в условиях, когда поверхности трения разделены слоем смазки порядка 0,1 *мк* и менее до одной молекулы; имеет место в направляющих подачи при смазке маслами с присадками и является преобладающим в большинстве направляющих и подшипниках с малыми скоростями. Граничная пленка обладает высокой несущей способностью на сжатие, измеряемой в тысячах килограммов на сантиметр квадратный, низким сопротивлением сдвигу. Коэффициент граничного трения меньше, чем коэффициент сухого трения в 2—10 раз; износ уменьшается в сотни раз. Эффективность масел в условиях граничного трения характеризуется их маслянистостью.

Граничная пленка, не имеющая подпитки, изнашивается — адсорбируется продуктами износа и сублимизируется (возгоняется). Однако вследствие подвижности молекул масла на поверхности местные повреждения пленки быстро восстанавливаются.

Полужидкостное трение, т. е. смешанное трение, сочетающее в себе жидкостное и граничное трение или жидкостное, граничное и сухое трение, имеет место в тихоходных опорах (подшипниках и направляющих), а также при пуске и останове в опорах жидкостного трения. При полужидкостном трении часть нагрузки воспринимается гидродинамическими силами в масляных слоях, а часть передается через граничную пленку или непосредственным контактом.

Гидродинамическое давление возникает при движении в макрогеометрических сужающихся зазорах между трущимися поверхностями и в микрогеометрических сужающихся зазорах, образуемых микронеровностями. Макрогеометрические сужающиеся зазоры в цилиндрических и конических парах образуются вследствие равности диаметров отверстия и шейки или самоустановки специальных подушек (подшипники Митчела), а в плоских парах — подпятниках и направляющих создаются специальными скосами, или вследствие самоустановки. Опыты ЭНИМСа показали, что в направляющих прямолинейного движения даже при скоростях подачи и

неблагоприятном направлении нагрузки суппорты и столы устанавливаются под некоторым углом для образования масляного клина.

Полужидкостное трение с преобладанием жидкостного обеспечивается в опорах (направляющих и подшипниках) с недостаточной несущей способностью масляных клиньев. Полужидкостное трение с элементами сухого трения не должно иметь места в основных механизмах станков.

Жидкостное гидродинамическое трение, в котором масло увлекается в сужающийся между трущимися поверхностями зазор и создает гидродинамическое давление, полностью уравновешивающее внешнюю нагрузку, имеет место в подшипниках и направляющих главного движения; условия для возникновения: сужающиеся зазоры, достаточные количество смазки требуемой вязкости и скорость. Режимы жидкостного трения обладают способностью некоторого саморегулирования, связанного с падением вязкости от температуры. При росте температуры понижается вязкость смазки и теплообразование в подшипнике, а следовательно, режим стремится восстановиться.

Жидкостное гидростатическое трение, в котором масло, разделяющее трущиеся поверхности, подается от отдельного насоса, применяется в станках: при малых скоростях, недостаточных для гидродинамического трения в ответственных узлах, например в направляющих подачи тяжелых станков или при необходимости очень медленных равномерных движений или точного позиционирования; в условиях необходимости очень точного вращения либо высокой долговечности.

Жидкостное контактно-гидродинамическое трение при качении или качении со скольжением образуется в зубчатых и червячных передачах, роликоподшипниках и аналогичных деталях. Оно характерно тем, что контактные деформации принципиально меняют форму зазора и что высокое давление в масле приводит к резкому изменению его вязкости.

Трение в условиях *вязко-пластичной смазки* без непосредственного контакта трущихся поверхностей может иметь место в узлах, смазываемых консистентными смазками, главным образом при периодической работе.

Трение в условиях *газовой* (воздушной) *смазки* применяют в быстроходных подшипниках шпинделей шлифовальных, преимущественно внутришлифовальных станков. Такое трение характерно минимальным сопротивлением вращению и минимальным тепловыделением, нечувствительностью к изменению температуры, неограниченными скоростями.

В станках наблюдаются следующие виды изнашивания:

1. *Механические*, из которых основным, имеющим наибольшую интенсивность, является абразивное изнашивание, вызываемое абразивными частицами, попадающими между трущимися поверхностями или шаржирующими их. Изнашивание, имеющее место

в других машинах, о твердые абразивные тела, о слабосвязанную абразивную среду, об абразивные частицы в струе воздуха или газа не характерны для станков. К абразивному изнашиванию в станках и в других машинах относится также изнашивание выступающими неровностями тел более высокой твердости, твердыми структурными составляющими. При трении двух тел низкой или средней твердости механическое изнашивание наблюдается, как правило, вместе с молекулярно-механическим.

Механическое изнашивание проявляется в виде микрорезания при единичных воздействиях, в виде малоцикловой усталости при повторном пластическом деформировании и в виде усталости при многократном упругом деформировании.

Абразивное изнашивание наиболее выражено в станках, изготовляющих чугунные детали, и в станках, работающих абразивным инструментом.

2. *Молекулярно-механические* виды изнашивания при схватывании и заедании, преимущественно наблюдаемые: при режимах, характерных высокими скоростями скольжения или давлениями вследствие снижения несущей способности масляной пленки от нагрева или ее выдавливания; при материалах низкой и средней твердости — незакаленных; при местных отклонениях от правильной геометрической формы, забоинах, заусенцах, при попадании продуктов износа.

3. *Коррозионно-механические*, при которых продукты коррозии и защитные окисные пленки стираются механическим воздействием. Коррозия в станках обычно связана с воздействием охлаждающей жидкости; коррозионный или окислительный износ наблюдается на рабочих поверхностях сухих фрикционных вариаторов. Коррозионные явления наблюдаются в подшипниковых, в особенности медно-свинцовых, сплавах.

Существенную опасность в машинах и, в частности, в станках представляет так называемая *фретинг-коррозия*, т. е. разрушение постоянно контактирующих поверхностей в условиях тангенциальных микросмещений без удаления продуктов износа. Фретинг-коррозия проявляется на посадочных поверхностях колец подшипников, валов и корпусов, на посадочных поверхностях зубчатых колес, шкивов, звездочек и валов, в шлицевых и шпоночных соединениях и других контактах, особенно при ослабленных посадках или малых полезных перемещениях. Фретинг-коррозия связана с расшатыванием и разрушением кристаллической решетки и с местным схватыванием контактирующих поверхностей.

К рассмотренным выше основным видам изнашивания при трении о твердые тела или твердые частицы в потоке примыкают эрозия и кавитация.

Эрозия, вызываемая механическим, в основном динамическим, воздействием высокоскоростного потока жидкости или газа и приводящая к усталости—расшатыванию и вымыванию отдельных

объемов материала у поверхности, наблюдается в гидроприводах станков; в частности, от эрозии разрушаются кромки золотников.

Кавитация связана с образованием в высокоскоростном потоке жидкости у поверхности твердого тела газовых (воздушных, наполненных парами и т. д.) пузырей и последующим восстановлением сплошности с интенсивными гидравлическими ударами. Механические разрушения сопровождаются коррозионными явлениями. Кавитация возможна во всех случаях наличия элементов турбулентности движения.

Преобладающее значение в станках имеет совместное действие механических и молекулярно-механических видов изнашивания. Изнашиванию подвергается широкий круг деталей станков, однако наибольшую роль играет изнашивание направляющих, пинолей, ходовых винтов и гаек, червячных передач, переключаемых зубчатых колес по торцам зубьев, передач шестерня-рейка, винтов для крепления инструмента, износ и обмятие мест крепления инструмента. Износ направляющих в основном определяет периоды между капитальными ремонтами.

Допустимый износ деталей несущей и направляющей системы станков (направляющих, шпиндельных подшипников, пинолей, посадочных мест инструмента и приспособлений) определяется критериями точности и виброустойчивости обработки. Износ других деталей может также ограничиваться другими критериями, характерными для машиностроения — утечками и к. п. д. (гидро- и пневмопривод), шумом, прочностью в связи с ростом динамических нагрузок и ослаблением сечения и др. Допустимый износ удобно устанавливать в функции от допусков на точность изготовления.

Повышение износостойкости осуществляется следующими путями: обеспечением совершенного трения, уменьшением износа конструктивными и технологическими мерами, уменьшением влияния износа на работоспособность узлов и машин.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ СОВЕРШЕННОГО ТРЕНИЯ

В условиях жидкостного трения, когда трущиеся поверхности разделены слоем смазки достаточной толщины, изнашивание отсутствует. Оно возможно только через очень тонкие слои смазки.

Наиболее универсальным, мощным, экономичным и надежным способом повышения долговечности по износу является обеспечение жидкостного *гидродинамического* трения. Основное условие образования гидродинамического трения — создание сужающегося клинового зазора — обеспечивается: а) выбором оптимального зазора в подшипниках (рис. 12, *а*); *б*) оптимальной формой расточенного отверстия в подшипниках и клинообразующих скосов в подпятниках и направляющих (рис. 12 *б*, *г*, *д*;) в) самоустановкой наклоняющихся подушек (рис. 12, *е*); г) автоматическим

формированием зазора оптимальной формы в подшипниках с лентой. Оптимальный зазор в прецизионных подшипниках наиболее надежно достигается в конструкциях, позволяющих регулирование, которое должно производиться на заводе-изготовителе. Сохранение постоянства зазора при нагреве можно обеспечить опиранием вкладыша по пояскам у торцов и возможностью его свободного температурного деформирования наружу на рабочей части длины (рис. 12, *в*).

Круглая цилиндрическая форма расточенного отверстия подшипников не является оптимальной. В очень тяжело нагружен-

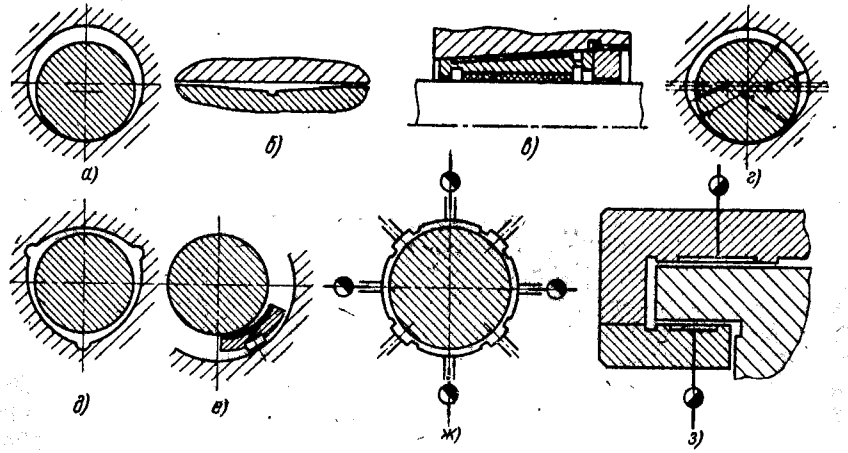


Рис. 12. Средства обеспечения жидкостного трения:

а, б — клиновой зазор в подшипниках и клинообразующие скосы в подпятниках и направляющих; *в* — вкладыш с малыми температурными изменениями зазоров; *г* — расточка подшипника для больших постоянных нагрузок; *д* — трехклиновой подшипник; *е* — сегментный подшипник; *ж, з* — гидростатические подшипник и направляющая

ных подшипниках (например, в прокатных станах) растачивают внутреннюю поверхность из двух раздвинутых центров и предусматривают карманы в виде дополнительных расточек большого радиуса (рис. 12, *г*). Это обеспечивает близкие радиусы вкладыша и вала в рабочей зоне, достаточные зазоры в нерабочей зоне для уменьшения работы трения и хороший подвод смазки.

Устойчивое движение вала в быстроходных подшипниках обеспечивается созданием нескольких масляных клиньев по окружности (рис. 12, *д*, *е*): а) фасонным растачиванием из нескольких центров или цилиндрическим растачиванием предварительно деформированного вкладыша; б) упругим деформированием вкладыша; в) температурным деформированием вкладыша.

Важным в развитии подшипников скольжения является переход на подшипники с самоустанавливающимися в двух плоскостях

сегментными вкладышами, что обеспечивает полную самоустанавливаемость, безвибрационную работу, сохранение клиновой формы зоны приработки. Клинообразующие скосы в подпятниках, по данным проф. А. Шибеля, поднимают несущую способность в 6—8 раз и снижают потери в 10—12 раз. Вследствие введения клинообразующих скосов в направляющих тяжелых карусельных станков и гидроразгрузки при пуске и торможении, а также установке накладных направляющих из сплава ЦАМ10-5, задиры в направляющих были полностью устранены.

Важным в развитии подшипников является централизованное изготовление вкладышей методом массового производства: штамповкой из ленты, на которую антифрикционный слой нанесен заливкой (баббиты), заливкой или спеканием порошков на ленте (бронзы) или совместной прокаткой (алюминиевые сплавы). Опоры с бронзовым пористым слоем, пропитанным фторопластом и свинцом, обладают свойством самосмазываемости и при невысоких нагрузках могут работать без смазки; в подшипниках жидкостного трения эти опоры обеспечивают повышенную надежность; наконец, допускают смазку водой.

Во всех ответственных парах с малыми скоростями скольжения весьма перспективно и эффективно применение *гидростатического* жидкостного трения, обеспечивающего неограниченную долговечность поверхностей, равномерность медленных перемещений и точность позиционирования (рис. 12, *ж*, *з*). В первую очередь этот вид трения важен для направляющих подачи тяжелых и прецизионных станков. Гидростатическое трение эффективно для подшипников шпинделей высокоточных станков вследствие многократного снижения влияния отклонений формы рабочих поверхностей на точность вращения и для подшипников шпинделей тяжелых станков из-за трудности обеспечения в них гидродинамического трения.

Применяют и другие пары гидростатического трения, в частности пары винт — гайка. В замкнутых гидростатических парах обеспечивается существенно повышенная жесткость. Применение гидростатического трения должно рассматриваться не только как средство повышения долговечности и уменьшения сил сопротивления, но и как средство повышения точности.

В условиях качения со скольжением, в частности, в зубчатых и червячных передачах для обеспечения гидродинамического трения важно, чтобы контактная линия располагалась под наибольшим углом к скорости скольжения. При скольжении вдоль образующей крайне опасны заедания.

Повышение скоростей вращения быстроходных валов в подшипниках скольжения ограничивается нагревом, который приводит к большим температурным деформациям и к необходимости снабжать особо быстроходные подшипники охлаждающими устройствами. Очевидно, что самые высокие скорости могут быть

достигнуты с помощью *газовой*, в частности воздушной, смазки, так как вязкость воздуха в 100 раз меньше вязкости наименее вязкой из жидких смазок (керосина) при комнатной температуре. Дополнительные преимущества газовой смазки: бесшумная работа, отсутствие опасности загрязнения воздуха и выпускаемой продукции, способность работать при очень высоких и низких температурах.

Возможности аэродинамических опор иллюстрируются созданием в ЭНИМСе гаммы электрошпинделей для внутреннего шлифования с числами оборотов от 36 до 144 тыс. в минуту и шпинделей с пневмоприводом с $n = 20 \div 300$ тыс. об/мин. Обычно воздушные опоры применяют при скоростях, измеряемых десятками тысяч оборотов в минуту и выше. Однако аэростатические подшипники успешно применяют для шлифовальных шпинделей, делающих 3000 *об/мин* и менее. Верхние числа оборотов не ограничиваются. Допустимое давление в подшипниках при значительных скоростях может превышать 5 *кГ/см*^{2}. Вкладыши воздушных подшипников, по опыту ЭНИМСа, изготовляют из углеграфита или других материалов, позволяющих кратковременную работу без смазки. Диаметральные зазоры назначают порядка 10—30 *мк*. Для хорошей работы подшипников необходима их высокая соосность, которая достигается выполнением подшипников на упругих мембранах, позволяющих выверять соосность по оправке упругим деформированием мембран.

Трение качения, как правило, сопровождается гораздо меньшим износом, чем трение скольжения, при существенно меньшем расходе энергии. Подшипники качения значительно более удобны в эксплуатации, требуют меньше смазки, более надежны, так как не выходят из строя при временном прекращении подачи смазки. Расширение применения качения является одним их эффективных путей повышения надежности машин. Массовое производство подшипников качения сделало их применение экономически выгодным даже взамен подшипников скольжения простейших типов. Достигнутая точность подшипников качения позволяет применять их для шпинделей станков классов Н, П, В и А.

Подшипники качения имеют большой типаж: от подшипников с наружным диаметром 1 *мм* и диаметром шариков 0,35 *мм* до подшипников диаметром в несколько метров с шариками диаметром до 203 *мм*.

К общим тенденциям развития подшипников качения нужно отнести: а) повышение точности; б) расширение применения радиально-упорных подшипников, связанное с повышением скоростей вращения валов и с плохой работой подпятников при больших скоростях; в) расширение применения роликоподшипников, связанное с повышением нагрузок, точности изготовления и жесткости машин; г) развитие конструкций с малыми радиальными габаритами; д) расширение применения подшипников на специальные

области благодаря выпуску антимагнитных, антикоррозионных, жаростойких, малошумных, самосмазывающихся и других специальных подшипников.

УМЕНЬШЕНИЕ ИЗНОСА КОНСТРУКТИВНЫМИ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ МЕРОПРИЯТИЯМИ

1. Следует всемерно избегать открытых пар трения. В открытых парах трудно обеспечить обильную смазку; загрязнения смачиваются маслом и сохраняются на трущихся поверхностях. Поэтому износ открытых пар в несколько раз больше, чем таких же закрытых; особенно остро стоит вопрос об износе открытых направляющих. Удалось получить удовлетворительную конструкцию закрытых направляющих токарных станков (рис. 13, *а* и др.).

2. Большая часть преждевременных выходов деталей машин из строя по износу вызвана несовершенством защиты от загрязнений. Необходимо применять совершенные уплотнения (рис. 13, *б*). Введение лабиринтных уплотнений подшипников увеличило их срок службы в роликах конвейеров в 3—4 раза. Введение даже простейших щитков на направляющих токарных станков повышает долговечность направляющих как минимум в 1,5 раза.

3. Необходимо обеспечивать возможно более равномерное распределение давления по поверхности трения (рис. 13, *в*—*д*). Это достигается: применением самоустанавливающихся конструкций, в частности самоустанавливающихся подшипников; обеспечением частичной самоустанавливаемости технологическими методами: выполнением роликов в роликоподшипниках бомбинированными (в частности, например, бомбинирование роликов со стрелкой выпуклости порядка 0,01 *мм* повышает долговечность роликоподшипников в 2—3 раза); выполнением зубьев бочкообразными, выполнением сопряженных поверхностей криволинейных зубьев с небольшой разностью радиусов, применением гиперболической расточки подшипников скольжения; применением конструкций с малой естественной концентрацией нагрузки, например зубчатых колес, расположенных симметрично между опорами (рис. 13, *е*); повышением жесткости сопряженных деталей, в частности валов; технологической компенсацией упругих деформаций, например выполнением зубьев консольно установленных цилиндрических колес слегка косыми (рис. 13, *ж*), пришабриванием подшипников скольжения к валу в нагруженном состоянии.

4. Эффективно введение разгрузки изнашиваемых поверхностей (рис. 13, *з*—*м*): применение многопоточных передач с разгруженными опорами, создание в шестеренных насосах противодавления, разгружающего валы и опоры, и предотвращение запирания масла во впадинах между зубьями, выполнение на поверхности плунжеров кольцевых канавок, предотвращающих неуравновешенные

радиальные давления, разгрузка направляющих подпружиненными роликами, разгрузка круговых направляющих подпятником качения и т. д.

5. Следует обеспечивать одинаковую долговечность всех изнашиваемых деталей или одинаковую долговечность основных деталей (при меньшей долговечности легкосменных деталей), обеспе-

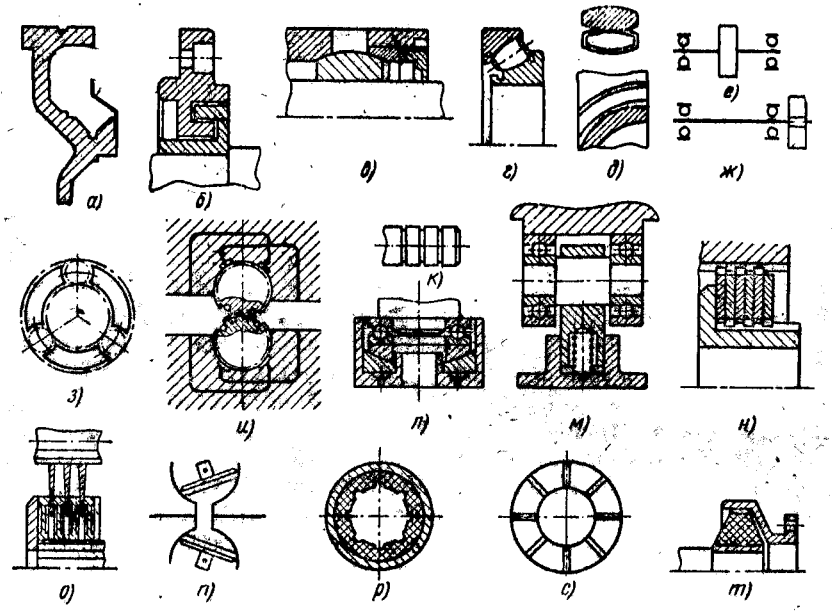


Рис. 13. Средства повышения износостойкости:

совершенствование защиты: а — закрытые направляющие токарного станка, *б* — лабиринтовые уплотнения; *уменьшение концентрации давлений: в* — самоустанавливающийся подшипник, *г* — сферороконической роликовый подшипник, *д* — зубья с начальным контактом в точке, *е* — симметричное расположение зубчатых колес, *ж* — компенсация девиации вала наклоном зубьев; *разгрузка поверхностей трения: з* — многопоточная передача, *и* — шестеренчатый насос с разгруженными подшипниками, *к* — плунжер с кольцевыми канавками для устранения боковых давлений, *л* — разгрузка круговых направляющих, *м* — разгрузка прямолинейных направляющих; *распределение сил между многими контактами: н* — многодисковая муфта, *о* — многодисковый вариатор; *уменьшение работы трения: п* — схема вариатора с уменьшенным геометрическим скольжением; *обеспечение местной податливости: р* — резиновый вкладыш; *обеспечение прерывистости поверхностей трения: с* — фрикционная поверхность с канавками тормоза; *замена внешнего трения внутренним трением: т* — упругий шарнир

чивать долговечность деталей соответственно нормируемому периоду между капитальными ремонтами машин.

6. Следует уменьшать работу трения. Для этого целесообразно распределять передаваемую фрикционным контактом силу и работу трения между параллельно работающими поверхностями (многодисковые муфты, многодисковые вариаторы, рис. 13, *н*, *о*). Применение многодисковых вариаторов позволило поднять мощность вариаторов с десятков до сотен киловатт. Механизмы, основанные на трении качения, нужно конструировать с минимальным геометрическим скольжением или совсем без такового. Сюда относится, например, применение фрикционных вариаторов совершенных схем (рис. 13, *п*). В зубчатых передачах при опасности заеданий или повышенного абразивного износа снижают скорости скольжения уменьшением модуля или специальной коррекцией.

7. Поверхности трения должны иметь шероховатость в соответствии с видом трения. Если трение жидкостное, то несущая способность и надежность существенно повышаются с уменьшением шероховатости поверхности. Если роль жидкостного трения, связанного с макрогеометрией поверхности, невелика (малые скорости скольжения), то выгодна пористость или некоторая оптимальная шероховатость. Иногда даже на одной из трущихся поверхностей специально накатывают углубления. Поверхности оптимальной шероховатости удерживают большее количество смазки, уменьшают опасность образования горячих зон и уменьшают вредное действие продуктов износа.

8. Резкое повышение износостойкости трущихся поверхностей в условиях попадания абразива может быть обеспечено путем повышения местной податливости материала одной из трущихся деталей. Так, в условиях смазки водой с попаданием абразива успешно применяют резиновые вкладыши с канавками (рис. 13, *р*). Абразивные частицы вминаются в резину, перекатываются по ней, не производя интенсивных разрушений, и выносятся через канавку. Гуммирование применяют как существенное средство повышения сопротивления абразивному изнашиванию.

9. В связи с тем, что в кинематических парах с малыми перемещениями наблюдается фретинг-коррозия, целесообразно в них заменять внешнее трение внутренним. Успешно применяют резино-металлические шарниры и мягкие карданы (рис. 13, *т*). В резино-металлических шарнирах резиновая втулка привулканизирована к металлическим трубкам или закатана между ними.

10. Трущиеся поверхности во фрикционных узлах выгодно делать прерывистыми — одну из поверхностей выполнять с поперечными канавками (рис. 13, *с*). Это улучшает охлаждение, обеспечивает унос продуктов износа, локализирует задиры.

11. Долговечность некоторых деталей удается повысить до 2 раз, предусматривая возможность их перевертывания после половины срока службы. Это относится к зубчатым колесам, работающим одной стороной профиля, к ходовым винтам токарных станков, в основном изнашивающимся со стороны передней бабки, и другим деталям.

УМЕНЬШЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ИЗНОСА НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ МАШИН

1. На работоспособность машин в основном влияет неравномерный износ, так как равномерный износ обычно легко компенсировать. Поэтому важно выравнивать износ повышением

износостойкости той детали из пары, которая изнашивается неравномерно или путем придания неравномерно изнашиваемой детали переменной твердости. В частности, существенно важнее повышать износостойкость направляющих станин, чем салазок (или ходовых винтов, чем гаек). Выравнивание износа в ходовых винтах достигается применением на наиболее изнашиваемых участках закаленных вставок (рис. 14, *а*). В подшипниках можно применять обратные пары, т. е. ставить на шейках втулки из антифрикционных материалов и стальные закаленные вкладыши (рис. 14, *б*).

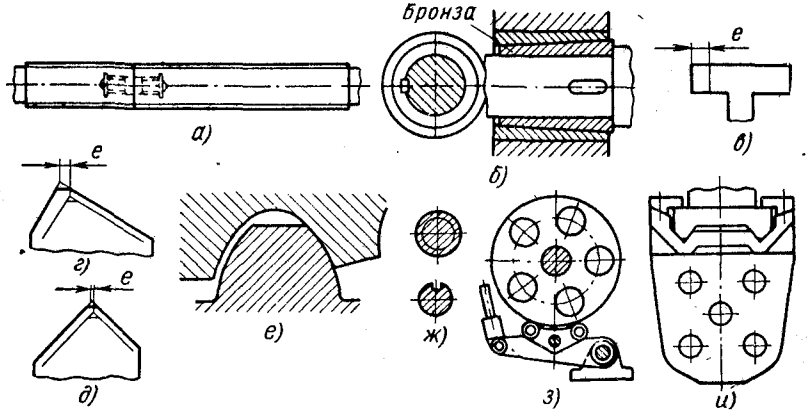


Рис. 14. Средства уменьшения влияния износа на работоспособность:

а — ходовой винт с закаленной вставкой; *б* — подшипник с обратной парой; *в*, *г*, *д* — направляющие токарных станков с разным влиянием износа на точность обработки; *е* — профиль передачи Новикова; *ж*, *з*, *и* — примеры переноса износа на поверхности, мало влияющие на точность: применение ходового валика (*ж*), подъема блока многошпиндельного автомата на роликах (*з*), перенос износа направляющих суппорта на планки (*и*)

2. Важно по возможности направлять вектор износа в сторону, мало влияющую на работоспособность, в частности для станков — на точность обработки. Например, для направляющих токарных станков (рис. 14, *в*, *г*, *д*) следует так выбирать оптимальные углы наклона и ширины граней, чтобы в результате их износа смещение резца по нормали к поверхности обработки было минимальным; для шлицевых соединений зубчатых колес желательно располагать ступицы на колесах по возможности симметрично по отношению к венцам шестерен во избежание перекоса зубьев.

3. Изнашивающимся поверхностям следуют по возможности придавать форму, приближающуюся к форме естественного износа, которая в минимальной степени искажается при износе (например, профиль передач М. Л. Новикова, рис. 14, *е*).

4. Эффективно переносить износ на детали или поверхности, мало влияющие на точность узла или машины (рис. 14, *ж*, *з*, *и*). Сюда относится использование в токарно-винторезных станках ходовых винтов только для нарезания резьбы и обтачивание с помощью ходовых валиков. В шпиндельных блоках многошпиндельных токарных автоматов предотвращается износ основных направляющих введением специальных опор качения для поворота. В некоторых прецизионных зуборезных станках в целях сохранения точности делительной пары предусматривается отдельный привод ускоренного движения для выверки положения заготовки. В направляющих в ряде случаев оказывается возможным и эффективным переносить износ на поверхности регулировочных клиньев и сопряженные с ними путем нагружения их основными силами. При этом точное направление обеспечивается постоянным поджатием к основным мало изнашиваемым поверхностям.

5. Для механизмов, работающих с неизбежным износом, предусматривают компенсацию или самокомпенсацию износа (компенсируется постоянная составляющая износа). Компенсация износа совмещается с регулированием зазора (соответствующие способы см. на стр. 21). В подавляющем большинстве случаев при регулировании используется кинематика клинового механизма. Самокомпенсация износа достигается: собственным весом (например, в V-образных и треугольных направляющих), начальным деформированием системы (подшипники качения с предварительным натягом), сжатием пружин (особо быстроходные подшипники качения, имеющие быстрый темп износа), самонатяжением системы (фрикционные передачи, подшипники скольжения с несколькими масляными клиньями по окружности). Сюда же можно отнести применение электромагнитных муфт с магнитопроводящими дисками.

ИЗНОСОСТОЙКИЕ УПРОЧНЕНИЯ И НАПЛАВКИ

В деталях машин изнашиваются только относительно тонкие поверхностные слои. Поэтому очень эффективны поверхностные упрочнения, наплавки и покрытия.

Износостойкость при абразивном изнашивании прямо пропорциональна естественной твердости материала и выражается лучом, проходящим через начало координат. Износостойкость деталей, подвергнутых термической и химико-термической обработке, растет по линейному закону вместе с ростом твердости и выражается прямой с меньшим наклоном, но не проходящей через начало координат. При одинаковой твердости материалы в естественном состоянии более износостойки, чем упрочненные.

Однако упрочнения в связи со значительным повышением твердости приводят к резкому повышению износостойкости. *Закалка* повышает износостойкость при чисто абразивном изнашивании (как показывают лабораторные испытания) около 2 раз, но во много раз повышает сопротивление заеданию. В связи с тем, что в станках, как и в других машинах, абразивное изнашивание, как правило, сопровождается схватыванием, общая долговечность увеличивается в результате закалки в несколько раз.

Повышение износостойкости достигается *отбелкой* трущихся поверхностей чугунных деталей. Отбелка, в частности, применяется для тормозных колодок. В условиях работы деталей, выходящих из строя вследствие износа, но не подверженных большим местным давлениям, *хромирование* повышает износостойкость от 3 до 10 раз (по сравнению с улучшением). Хромирование ряда деталей полностью решает вопрос повышения их долговечности.

Азотирование с получением высокой твердости повышает сопротивление абразивному изнашиванию по сравнению с цементацией до 2—3 раз, а по сравнению с улучшением многократно. Азотирование одновременно повышает прочность.

Резкое повышение сопротивления схватыванию, износостойкости и прирабатываемости сталей и чугунов достигается *сульфоцианированием*, т. е. насыщением поверхностных слоев азотом, углеродом и серой. Сульфоцианирование обеспечивает благоприятную структуру — у поверхности располагается мягкий сульфидный слой небольшой толщины, под которым находится твердая карбонитридная зона. Сульфоцианирование успешно применяют для фрикционных дисков, цилиндров, ходовых винтов.

Наивысшая по сравнению с другими видами упрочнений твердость *HV* 1500—1800 и износостойкость достигаются *борированием*. Эта твердость значительно выше, чем твердость кварца. Поэтому борирование весьма эффективно в абразивных средах.

С помощью *износостойких наплавок* износостойкость деталей, работающих в абразивных средах (по опыту прокатного, горного и сельскохозяйственного машиностроения), можно повысить в 5—10 раз (в пределах наплавленного слоя).

Биметаллизация позволяет нанесение тонких слоев высококачественных антифрикционных сплавов, причем достигается экономия цветных металлов до 10 раз и повышается прочность антифрикционных слоев вследствие подслоя.

Повышенные показатели обеспечивают *полиметаллические* подшипники. К таковым, в частности, относятся подшипники с антифрикционным слоем из свинцовистой бронзы на стальной основе с дополнительным осаждением на поверхности совсем тонкого слоя из свинцовистого сплава или свинцовистого сплава с оловом или индием. Успешно применяют биметаллические конструкции гаек ходовых и грузовых винтов и червячных колес.

Пластмассовые покрытия обеспечивают возможность использования высоких антифрикционных или фрикционных, компенсирующих и демпфирующих свойств пластмасс с уменьшенным влиянием их недостатков, а именно холодной ползучести, низкой теплопроводности, большого температурного расширения и влагопоглощения.

Повышение сопротивлению фретинг-коррозии. Принципиальные направления: а) уменьшение работы трения и износа на микроперемещениях, что возможно при уменьшении микроперемещений или уменьшении сил трения; б) перенос скольжений в промежуточные более стойкие слои или среду (покрытия, смазки); в) применение пар материалов, мало склонных к схватыванию (разнородных, например сталь — пластмасса, или закаленных до высокой твердости).

Наибольшее практическое применение имеют покрытия и специальные смазки, которые помимо создания промежуточной среды существенно влияют на работу трения на контактирующих поверхностях. Электролитические покрытия медью, оловом, кадмием (кадмирование болтов и посадочных поверхностей прессовых соединений, лужение опорных поверхностей вкладышей) уменьшают микроперемещения в связи с резким увеличением трения. Смазка дисульфидом молибдена или свинцовыми белилами с дисульфидом молибдена, фосфатирование поверхности с покрытием парафином уменьшают работу трения вследствие уменьшения сил трения.

РАСЧЕТЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

Их удобно разделить на расчеты, обеспечивающие совершенное жидкостное или газовое трение, и расчеты на долговечность по износу.

Классические решения гидродинамической теории смазки к настоящему времени распространены на подшипники новых типов, на задачи с учетом зависимости вязкости смазки от температуры и давления и теплообмена с поверхностями, на подшипники конечной длины. Приближенно рассмотрены задачи с учетом перекоса шейки, с отклонениями вкладыша и шейки от идеальной формы, с упруго податливыми пластмассовыми вкладышами.

Для расчетов подшипников широко применяют электронные счетные машины. С помощью ЭВМ уточнены расчеты расхода смазки и важнейшие для подшипников температурные задачи.

Важной проблемой для быстроходных подшипников, особенно аэродинамических, является теория и методы устранения неустойчивости движения. Найдены более общие, чем ранее, решения, справедливые при периодически повторяющихся возмущениях. В этих решениях устойчивость получается как функция не только параметров и режима работы подшипника, но и параметров системы.

Имеются исследования работы подшипников в турбулентном режиме, возникающем в связи с повышением скоростей вращения и применением маловязких масел. Спецификой расчета шпиндельных подшипников является обеспечение возможности высокой жесткости. Гидродинамические расчеты распространены на направляющие скольжения. Разработаны расчеты гидростатических опор станков, подчиненные в значительной степени задаче жесткости.

Существенные научные и практические результаты дает контактно-гидродинамическая теория смазки, изучающая несущую способность масляного слоя с учетом контактных деформаций деталей [18] и др. В условиях работы зубчатых колес и подшипников качения контактные деформации принципиально меняют форму клинового зазора, а следовательно, и несущую способность масляного слоя. Согласно этой теории несущая способность косозубых передач при значительном перепаде твердости шестерен и колес повышается в 1,5—2 раза вследствие повышения контактной прочности опережающих поверхностей головок зубьев. Контактная прочность, зависящая от толщины масляной пленки и коэффициента трения, повышается при увеличении скорости качения до 1,5 раза. Существенно понижается удельная контактная несущая способность зубчатых передач с ростом их размеров (до 2—2,5 раза для крупных зубчатых передач), что связано с более быстрым ростом тепловыделения при увеличении размеров по сравнению с теплоотводом. Показаны существенные возможности повышения контактной несущей способности зубчатых передач подбором оптимальных свойств масел.

Для деталей машин, работающих с неизбежным износом, применяют инженерный расчет на основе подобия или расчет, основанный на моделировании отдельных видов изнашивания, разрабатываемый в ИМАШе.

В расчете на основе подобия используют эмпирические степенные зависимости между контактным напряжением $\sigma_к$ и износостойкостью, выраженной через путь s трения $\sigma_к^m s = C$. Здесь показатель степени колеблется от 1 до 3; меньшие значения при сухом трении, бóльшие — при работе со смазкой. Эти расчеты позволяют производить: сравнительный анализ износостойкости конструкций, распространение результатов наблюдения в эксплуатации износостойкости узла или машины одного типоразмера на другие типоразмеры, распространение результатов испытаний износостойкости на узлы других параметров, анализ форм изношенных поверхностей. Необходимым условием применения расчета на основе подобия является условие постоянства вида трения и изнашивания. Для трущихся деталей из некоторых металлокерамических самосмазывающихся и фрикционных материалов показатель m может быть принят равным единице, и фирмы-изготовители задают долговечность в виде произведения $\sigma_к s$.

Расчет, основанный на моделировании, разрабатываемый в ИМАШе, рассматривает износ при упругом контакте, при пластическом контакте и микрорезание. Первый вид рассматривается как процесс усталости, второй — как процесс малоцикловой усталости. При трении каждый выступ гонит перед собой волну; впереди выступа материал сжат, сзади — растянут. Таким образом, поверхностные слои истираемого тела последовательно подвергаются сжимающим и растягивающим напряжениям.

Исходным при упругом контакте является уравнение усталости типа А. Велера, записанное в напряжениях, а при пластическом контакте уравнение усталости, полученное Л. Коффиным и Д. Таварнелли в деформациях. Контактные напряжения подсчитывают, используя кривые опорной поверхности.

Глава V. ТЕПЛОСТОЙКОСТЬ

Работа станков сопровождается теплообразованием, вызываемым процессом резания, потерями в электродвигателях, гидроприводах и механизмах. Кроме того, станки подвергаются внешним тепловым воздействиям, связанным с изменением температуры в цехе. Температура цеха непостоянна: в пространстве — в связи со сложностью теплоотвода из цеха через стены, окна, двери, пол, кровлю и местным подводом тепла от отопительной системы и во времени — в связи с метеорологическими колебаниями температуры (годичными, суточными, непериодическими), ветром, прямыми солнечными лучами, а также в связи с переменными условиями эксплуатации — открыванием ворот, непостоянной работой оборудования и т. д.

Повышение температуры деталей станков, инструмента и заготовок приводят к следующим неблагоприятным явлениям: 1) понижению точности обработки вследствие обратимых температурных деформаций элементов системы; 2) понижению точности измерений; 3) ухудшению условий работы трущихся пар в связи с понижением несущей способности масляных слоев, температурными изменениями зазоров, уменьшением коэффициента трения, структурными изменениями трущихся поверхностей во фрикционных парах и т. д.; 4) понижению стойкости инструмента.

Понижения прочности деталей станков при их рабочих температурах не наблюдается.

Влияние температур на точность обработки особенно наблюдается в следующих станках: а) настраиваемых на автоматическое получение размеров партии деталей — в связи с тем, что на точность обработки влияют температурные деформации за время целого теплового цикла станка (смены или суток); б) в прецизионных станках (резьбошлифовальных, координатно-расточных и др.) — в связи с очень высокими требованиями к точности изделий; в) в станках значительной длины, закрепленных на фундаментах, —в связи с большими совместными температурными деформациями (годичными и суточными).

В универсальных станках, в которых настройка на размер осуществляется для каждого изделия, температурные деформации сказываются в основном на точностных параметрах, обеспечиваемых собственно станком, в частности на точности шага резьбы, на перпендикулярности отверстий к опорной поверхности и др.

Температурные деформации сказываются на точности работы вследствие: а) разных коэффициентов линейного расширения материалов деталей; б) непостоянного температурного поля станка в пространстве; в) разной скорости нагрева деталей с большой и малой массой (при температурном поле, переменном по времени — нестационарное тепловое состояние).

Температурные деформации обрабатываемых деталей в наибольшей мере определяются теплообразованием при резании, а крупных деталей также переменностью температуры цеха. Температурные деформации станка в первую очередь вызываются внутренними источниками тепла, а также переменностью температурного поля в цеху.

Бо́льшую часть времени станки работают в условиях нестационарного теплового состояния. Наблюдаются тепловые циклы, соответствующие времени обработки детали, смене или суткам и, наконец, году в связи с годичными изменениями температуры наружного воздуха, грунта и воздуха в цехе. Для оценки наибольших температурных деформаций в большинстве случаев оказывается все же возможным исходить из стационарного теплового состояния, исключая из рассмотрения период разогрева и учитывая перерывы в работе машины или переменность теплообразования расчетом по среднему теплообразованию.

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ДЕФОРМАЦИИ ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ И ИНСТРУМЕНТА ПРИ РЕЗАНИИ

Температурные деформации цилиндрических заготовок при многопроходной обработке по всей или большей части длины (шлифование) можно определять, считая температурное поле постоянным. Средняя температура приближенно равна теплу резания, переходящему в заготовку, деленному на теплоемкость заготовки. Температурное расширение определяется умножением линейного размера заготовки на температуру и коэффициент линейного расширения.

Для однопроходной обработки цилиндрических заготовок с малой подачей было получено решение для нагрева цилиндра с медленно перемещающимся кольцевым источником тепла. На некотором расстоянии сзади источника тепла устанавливается примерно постоянная температура (рис. 15). В сечении мгновенного положения источника тепла сильное повышение температуры наблюдается у поверхности. Наконец, впереди источника бежит тепловая волна, которая, доходя до торца заготовки и отражаясь от него, дает двойной всплеск температуры. Увеличение длины заготовки можно с достаточной точностью рассчитать, исходя из предположения, что заготовка нагревается равномерно. Для определения изменения диаметра детали можно пользоваться зависимостями, справедливыми для равномерного температурного поля,

но с введением коэффициента. Для начала заготовки коэффициент равен нулю, так как она не успела нагреться; в средней части заготовки коэффициент достигает 0,75—0,8 и в конце, если обработка происходит до самого конца заготовки, увеличивается до 1,5—1,8. При токарной обработке заготовок на средних станках без охлаждения температурные деформации доходят до величин допусков по 2-му классу точности.

Температурное поле и деформации для пластины при обработке отверстий обычно близки к таковым для бесконечной пластины при сосредоточенном

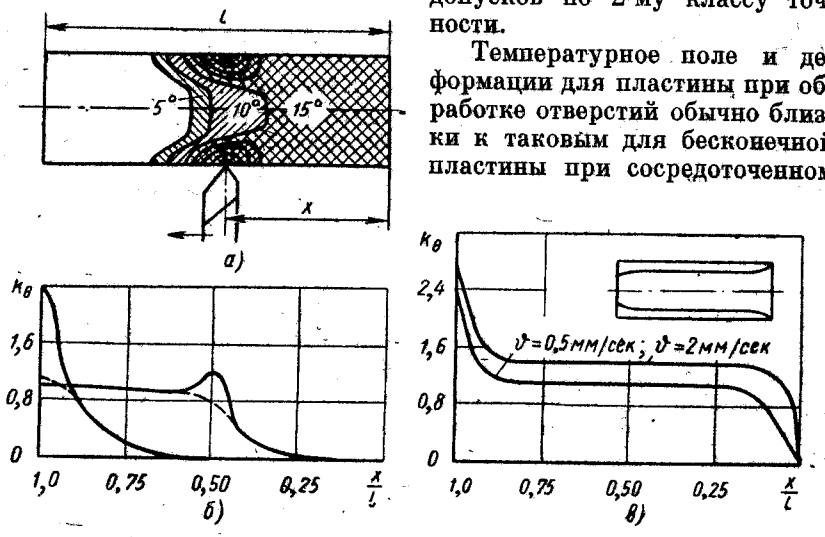


Рис. 15. Температурные поля и деформация заготовок:

а — температурное поле при токарной обработке; *б* — изменение температуры в среднем и крайнем сечениях токарной заготовки в зависимости от координаты резца $\frac{x}{L}$ (диаметр заготовки 50 *мм*, длина 250 *мм*, время обтачивания — 500 *сек*); *в* — изменение температуры в сечении токарной заготовки под резцом (диаметр заготовки 100 *мм*, длина 500 *мм*)

источнике тепла. Распределение температур в пластине характеризуется простыми зависимостями. Имеются также решения для пластин ограниченных размеров.

Температурные удлинения резцов изучены экспериментально и теоретически [27], причем для установившегося теплового состояния получена расчетная зависимость

$$\Delta L = C\,\frac{L}{F}\,\sigma_в\,(ts)^{0,75}\sqrt{v},$$

где L — вылет резца в *мм*; F — сечение резца в *мм*^{2}; $\sigma_в$ — предел прочности обрабатываемого материала в *кГ/мм*^{2}; t — глубина резания в *мм*; s — подача в *мм/об*; v — скорость резания в *м/мин*; C — коэффициент, который для острых резцов при чистовых режимах можно принимать равным 4,5.

Для резцов средних сечений 20 × 30 *мм* температурные удлинения доходят до нескольких десятков микрон, а установившееся тепловое состояние достигается через 15—25 *мин*.

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ДЕФОРМАЦИИ СТАНКОВ ОТ ВНУТРЕННИХ ИСТОЧНИКОВ И КОЛЕБАНИЙ ТЕМПЕРАТУРЫ СРЕДЫ

Температурные поля станин и корпусных деталей от внутренних источников тепла определяют путем разбивки этих деталей на простейшие элементы (с простыми потоками тепла), для которых имеются решения теории теплопередачи (см. раздел IV). Используются решения: для стержней бесконечной и конечной длины с одноосным потоком тепла и теплоотдачей от свободной поверхности (валы, шпиндели, стойки); для круглых дисков с отверстием или толстостенных труб с равномерным источником тепла по внутренней поверхности (вкладыши и корпусы подшипников); для пластин с сосредоточенным источником тепла (стенки коробок, несущие подшипники). Используются также теоретические решения для температурных деформаций или температурные деформации определяют по средневзвешенной температуре.

Изменения температуры окружающей среды могут происходить плавно, обычно по законам, близким к синусоидальному, или скачкообразно, что характерно для переноса детали в помещение с другой температурой, выемки из печи и остывания изделий.

При колебаниях температуры окружающей среды по синусоидальному закону

$$\theta = \theta_{ср} + A\cos\omega\tau;$$

избыточная температура ϑ (по отношению к $\theta_{ср}$) детали с равномерным распределением массы изменяется также по синусоидальному закону, но с уменьшенной амплитудой в $\cos\beta$ раз и со сдвигом фаз β:

$$\vartheta = A\cos\beta\cos(\omega\tau - \beta),$$

где τ — время в *ч*; $\omega = \frac{2\pi}{T}$; T — период колебаний температуры в *ч*;

$$\beta = \operatorname{arctg}\frac{\omega}{m};$$

$$m = \frac{\alpha S(1+\psi)}{cG};$$

α — коэффициент теплоотдачи в окружающую среду в *ккал/м²ч°* С; S — площадь теплоотдающей поверхности в *м²*; ψ — коэффициент, учитывающий долю тепла, отдаваемую в сопряженные детали; c — теплоемкость в *ккал/кГ°* С; G — вес детали в *кГ*.

В деталях с неравномерным распределением масс задача усложняется протеканием тепла внутри детали.

При скачкообразном изменении температуры окружающей среды избыточная (положительная или отрицательная) температура детали с равномерно распределенной массой $\vartheta = \vartheta_0 e^{-m\tau}$, где дополнительно ϑ_0 — начальная избыточная температура. Температуры ϑ и ϑ_0 отсчитываются по отношению к температуре окружающей среды после скачка.

Формула справедлива для определения избыточной температуры при остывании деталей. Этот расчет очень актуален для оценки точности измерений после прецизионной обработки. Формула применима также для процесса разогрева, но только тогда ϑ должна отсчитываться от температуры установившегося теплового состояния, а ϑ_0 — избыточная температура при установившемся тепловом состоянии.

Совместные температурные деформации станин и фундаментов связаны с колебаниями температуры цеха и грунта, происходящими с разными амплитудами и несинфазно, и с разными коэффициентами линейного расширения материалов. При жестком соединении станин с фундаментами они работают подобно биметаллическим пластинам в тепловых реле. Наблюдаются годичные колебания температуры станин и фундаментов, причем они особенно проявляются для фундаментов, расположенных вблизи наружных стен. В связи с низкими коэффициентами теплопроводности материалов фундаментов, в несколько десятков раз меньшими, чем материала станин, сменные и суточные колебания температуры цеха и станин практически не отражаются на температуре фундамента, что увеличивает температурные деформации. Коэффициенты линейного расширения фундаментов колеблются в пределах $(7 \div 14)\ 10^{-6}$; меньшие значения — для известняков, большие — для цемента и песчаников.

Стрелы температурных прогибов станин, скрепленных с фундаментами, пропорциональны квадрату длины. Для коротких станин, с длиной около 2 *м*, стрелы имеют порядок нескольких сотых миллиметра, для станин длиной 7—8 *м* стрелы равны 0,25—0,35 *мм*, а для самых длинных станин они доходят до 1 *мм*. Поэтому длинные станины недопустимо подливать по всей длине.

ОСНОВНЫЕ ПУТИ УМЕНЬШЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ НА ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ

Обеспечение постоянства температурного поля в зоне установки станков. 1. Поддержание в цехе нормального температурного режима с заданными амплитудой и периодом колебаний температуры относительно номинала, равномерное расположение нагревательных устройств или мест выпуска подогретого воздуха в цех, направление воздушных факелов не на станки, устройство тамбуров, воздушных завес; предохранение прецизионных станков от нагрева прямыми солнечными лучами.

2. Установка прецизионных станков типа координатно-расточных, резьбошлифовальных в специальных помещениях со стабилизацией температуры воздуха в цехе в пределах $\pm 0{,}5 \div \pm 2^{\circ}$ С и изоляцией фундаментов и пола от сезонных изменений температуры грунта. Постройка на заводах прецизионного станкостроения и машиностроения термоконстантных цехов.

3. Выравнивание температурного поля в грунте цеха под точными станками в местностях с резко континентальным климатом: расположение канав для трубопроводов и электропроводки по наружным стенам, расположение прецизионных станков с фундаментами глубокого заложения невплотную к наружным стенкам и т. д.

Уменьшение температурных деформаций заготовок: 1) применение охлаждения; производительность (в *л/мин*) насоса охлаждающей жидкости должна равняться пяти- десятикратной мощности приводного двигателя станка (в *квт*); 2) повышение скорости резания при работе металлическим инструментом, вследствие чего бо́льшая часть тепла отводится в стружку; 3) шлифование абразивными кругами больших диаметров и др.

Уменьшение неравномерного нагрева станков от внутренних источников: 1) уменьшение теплообразования путем повышения к. п. д. двигателей и механизмов, вынесение из прецизионных станков или из узлов станков, существенно влияющих на точность обработки, источников нагрева (встроенных электродвигателей, резервуаров с охлаждающей жидкостью, гидроприводов); 2) применение достаточно совершенного охлаждения встроенных электродвигателей, резервуаров с нагретой охлаждающей жидкостью, подшипников и т. д. путем выполнения развитых поверхностей теплоотвода (в частности, с ребрами), обеспечения омывания нагретых поверхностей естественным воздушным потоком (устройство жалюзей, предотвращение воздушных мешков), применение щитков для направления потока воздуха от вращающихся деталей, применение принудительного воздушного охлаждения (встроенных вентиляторов), циркуляционной смазки, фреоновых холодильников; 3) искусственное выравнивание температурного поля в станке (подогревом отдельных частей станка пропуском через них нагретого воздуха от встроенных приводов); экранирование источников тепла; в частности, экранированием электродвигателя в одностоечном координато-расточном станке удалось уменьшить температурные перемещения шпинделя более чем в 3 раза.

Уменьшение влияния температурных деформаций от внутренних источников тепла на точность обработки: 1) выбор оптимального направления вектора температурных деформаций — проектирование конструкций с температурными деформациями, ориентированными в направлении, мало влияющем на точность обработки (применение симметричных корпусных деталей, применение конических подшипников со взаимной компенсацией радиальных и

осевых температурных перемещений); 2) уменьшение размеров тех участков деталей, температурные деформации которых влияют на точность обработки (оптимальное расположение подпятников шпинделей и ходовых винтов, применение биметаллических вкладышей и т. д.); 3) применение компенсации температурных деформаций (температурные линейки) и компенсации температурного изменения зазоров или натягов регулировкой и автоматически — пружинами, гидравлическими и пневматическими устройствами (например, задние центры с поджимом).

Подбор оптимальных материалов: 1) применение материалов с возможно близкими коэффициентами линейного расширения (отказ от применения для некоторых прецизионных узлов бронз и других материалов с большими коэффициентами линейного расширения, подбор материалов фундаментов с коэффициентами линейного расширения такими же, как у чугуна); применение материалов с весьма малыми коэффициентами линейного расширения типа инвара; 2) подбор материалов с учетом их теплопроводности (отказ от применения для деталей, располагаемых в непосредственной близости к местам существенного теплообразования, материалов малой теплопроводности во избежание высоких температур и, наоборот, применение материалов малой теплопроводности для защиты от нагрева деталей, существенно влияющих на точность работы).

Установка станков и эксплуатационные мероприятия: 1) установка длинных станков, предназначенных для тяжелых работ, на регулируемых башмаках с заливкой на части длины (под приводом, под порталом); установка длинных точных станков на регулируемых башмаках; 2) установка особо точных станков с жесткой станиной на трех точках (роликах); 3) наивыгоднейшее распределение температурных деформаций по полю допуска изделия; 4) подбор для смазки станков масел оптимальной вязкости, применение зимой при пониженной температуре в цехе менее вязких масел; 5) установление оптимальных зазоров в подвижных сопряжениях; 6) предварительный разогрев путем заблаговременного пуска станков.

Глава VI. НАДЕЖНОСТЬ

Надежность станков — это свойство выполнять заданные функции, т. е. обрабатывать детали с сохранением в требуемых пределах эксплуатационных показателей, в первую очередь точности и производительности, в течение заданного срока или наработки. Надежность обусловливается безотказностью, ремонтопригодностью, сохраняемостью и долговечностью станков и их составных частей. Таким образом, надежность характеризуется показателями, которые проявляются только в эксплуатации и позволяют судить о том, насколько изделие, в частности станок, оправдает надежды конструктора и потребителя.

Безотказность (или надежность в узком смысле слова) станков — свойство сохранять работоспособность в течение требуемого времени или наработки без вынужденных перерывов. Это свойство особенно важно для станков, встраиваемых в автоматические линии и другие автоматические комплексы; специальных и уникальных станков, имеющихся на заводе или в цехе в одном экземпляре; тяжелых станков, отказ которых может вызывать брак дорогой детали; станков, работающих в потоке; для аппаратуры управления и т. д.

Долговечность станков — свойство сохранять работоспособность с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонтов до предельного состояния (выход за пределы норм точности, средний или капитальный ремонт). Долговечность в основном определяется отказами, которые в теории надежности объединяются понятием износовых и связаны с разрушениями или повреждениями от износа, усталости, коррозии, старения. Для универсальных станков и станков общего назначения долговечность является важнейшим свойством комплекса надежности, так как в наибольшей степени влияет на выпуск и качество продукции.

Ремонтопригодность станков — приспособленность к предупреждению, обнаружению и устранению неисправностей (отказов) путем технического обслуживания и ремонтов. Ремонтопригодность имеет существенное значение так как некоторые детали станков приходится менять за срок службы по нескольку раз, а высокие требования к точности деталей требуют восстановления точности станков.

Сохраняемость — свойство сохранять обусловленные эксплуатационные показатели в течение и после установленной продолжительности хранения и транспортирования. Обеспечение этого свойства наиболее актуально для аппаратуры, а для силовых узлов станков в нормальных условиях не требует специальных конструктивных мероприятий.

В связи с автоматизацией, внедрением поточного производства и специальных станков, повышением точности актуальность вопросов надежности резко возросла. Надежность станков можно рассматривать по общемашиностроительным критериям и как надежность выпуска на станке годной продукции. Кроме того, приходится рассматривать надежность технологических процессов, в частности надежность автоматических процессов, надежность процессов нарезания крупных прецизионных колес и др. Надежность можно рассматривать как свойство, обобщающее важнейшие рассмотренные выше критерии: прочность, износостойкость и др.

• *Основные показатели надежности станков*:

1) Срок службы или наработка: до выхода за пределы норм точности; до первого среднего или капитального ремонта; на один отказ; 2) коэффициент технического использования, т. е. отношение наработки станка в часах к сумме этой наработки и технически необходимого времени, затраченного на межремонтное обслуживание и ремонты за тот же период.

Для станков универсальных и общего назначения рекомендуются первые показатели, основанные на сроках службы, измеряемых в годах или месяцах двухсменной работы (номинальное время работы станка с учетом сменности за вычетом значительных простоев). Для автоматов и полуавтоматов, а также специальных станков, используемых обычно для сравнительно малой номенклатуры изделий (каждый данный станок), рекомендуются все указанные показатели, основанные на наработке станков, измеряемой в станкочасах по фактическому времени работы путем хронометража. Такое деление вызвано различной точностью определения времени работы станков, принятого в качестве характеристики объема выполненной работы.

Основной показатель надежности для деталей и узлов станков, характеризуемых обычным уровнем надежности, — гарантированный технический ресурс заданного γ — процента изделий. Обычно $\gamma = 90 \div 95\%$. Для восстанавливаемых изделий гарантированный ресурс исчисляется до первого восстановительного ремонта.

Для элементов очень высокой надежности (например, полупроводниковых элементов, сопротивлений) пользуются показателями: технический ресурс и интенсивность отказов.

Отказы в станках в связи с многообразием используемых технических средств весьма различны. В станках универсальных и общего назначения основное значение имеют отказы, вызываемые износом, усталостью и старением. В полуавтоматических и автоматических станках и особенно в автоматических линиях существенную роль играют внезапные отказы в аппаратуре управления, в гидромеханизмах, в механизмах автоматической подачи заготовок, отказы инструментов. В надежности технологических процессов решающую роль играют отказы инструментов и расстройка станка.

ОБЩИЕ ЗАВИСИМОСТИ РАСЧЕТА

Вероятность отказа на основе испытания или изучения в эксплуатации достаточно большого числа N_0 элементов, из которых $N_{от}$ отказали, а N_u оказались исправными, оценивается:

$$Q(t) = \frac{N_{от}}{N_0}.$$

Вероятность безотказной работы

$$P(t) = \frac{N_u}{N_0} = 1 - Q(t).$$

Плотность вероятности отказов

$$f(t) = \frac{dQ(t)}{dt} = \frac{1}{N_0}\frac{dN_{от}}{dt} = -\frac{dP(t)}{dt}.$$

Интенсивность отказов, т. е. вероятность отказа в единицу времени при условии, что отказ до этого времени не наступил:

$$\lambda(t)=\frac{1}{N_u}\frac{dN_{от}}{dt}.$$

Таким образом, $f(t)$ исчисляется по отношению к первоначальному числу N_0 образцов, а $\lambda(t)$ — по отношению к числу N_u исправных. Вероятность отказов $Q(t)$ и безотказной работы $P(t)$ в функции $f(t)$

$$Q(t)=\int_0^t f(t)\,dt;\quad P(t)=1-\int_0^t f(t)\,dt=\int_t^\infty f(t)\,dt.$$

Вероятность безотказной работы в функции $\lambda(t)$

$$\frac{dP(t)}{dt}=-\frac{1}{N_0}\frac{dN_{от}}{dt}=-\frac{N_u}{N_0}\frac{1}{N_u}\frac{dN_{от}}{dt}=-P(t)\lambda(t),$$

откуда $P(t)=e^{-\int_0^t \lambda(t)\,dt}$.

Условная вероятность безотказной работы изделия за время от T до $T+t$ (на основе теоремы умножения вероятностей)

$$P(t)=\frac{P(T+t)}{P(T)}.$$

Вероятность безотказной работы системы из последовательно соединенных n независимых элементов

$$P_{ст}(t)=\prod_1^n P_i(t),$$

где П — знак произведения; $P_i(t)$ — вероятность для элемента i.

НАДЕЖНОСТЬ В ПЕРИОД НОРМАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДО ПОЯВЛЕНИЯ ИЗНОСОВЫХ ОТКАЗОВ

К этому периоду относится работа неизношенных станков в первые годы эксплуатации. Наблюдаются внезапные отказы, вызываемые неблагоприятным стечением многих обстоятельств и поэтому имеющие постоянную интенсивность, так называемый пуассонов поток:

$$\lambda(t)=\lambda=\frac{1}{t_{ср}}=\text{const},$$

где $t_{ср}$ — средняя наработка на отказ (обычно в часах).

Вероятность безотказной работы подчиняется экспоненциальному закону, характеризуемому одним параметром:

$$P(t)=e^{-\int_0^t \lambda\,dt}=e^{-\lambda t}=e^{-\frac{t}{t_{ср}}}.$$

Если $\lambda t<0{,}1$, то $P(t)\approx 1-\lambda t$.

Функция плотности вероятности $f(t)=\lambda e^{-\lambda t}$.

Основные характеристики распределения: средняя наработка на отказ $t_{ср}=\frac{1}{\lambda}$, среднее квадратическое отклонение $\sigma=\frac{1}{\lambda}$ и коэффициент вариации $v=\frac{\sigma}{t_{ср}}=1$.

Экспоненциальное распределение означает равную надежность за любые одинаковые промежутки времени. Оно хорошо иллюстрируется следующими данными:

$\frac{t}{t_{ср}}=$	1	0,1	0,01	0,001	0,0001
$P\approx$	0,37	0,9	0,99	0,999	0,9999

Как видно, 63% отказов возникает до средней наработки на отказ и только 37% после. Это связано с тем, что при постоянной интенсивности отказов в начале участка времени больше исправных элементов. При обычно гарантируемом ресурсе 90% изделий ($P=0{,}9$) средний ресурс во много раз больше гарантируемого.

Если работа изделия происходит с разными режимами и интенсивностями отказов λ_1 (за время от 0 до t_1) и λ_2 (за время от t_1 до t_2), то

$$P(t)=e^{-\lambda_1 t-\lambda_2(t_2-t_1)}.$$

Для определения из опытов основного параметра λ распределения вычисляют $t_{ср}=\frac{1}{N_0}\sum t_i$, а потом $\lambda=\frac{1}{t_{ср}}$ или наносят экспериментальные точки в координатах t, $-\lg P(t)$, тогда tg угла наклона прямой, проведенной через точки, равен $0{,}4343\,\lambda$.

НАДЕЖНОСТЬ ПРИ ДЕЙСТВИИ ИЗНОСОВЫХ ОТКАЗОВ

Износовые отказы (от износа, усталости, старения, коррозии) машин и, в частности, станков подчиняются законам распределения, имеющим вначале очень низкую плотность вероятности отказов, затем рост до максимума и падение.

Наиболее универсальным, удобным и широко применяемым для практических расчетов является *нормальное распределение*. Плотность вероятности распределения

$$f(t)=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(t-t_{ср})^2}{2\sigma^2}}.$$

Распределение имеет два независимых параметра: средняя наработка на отказа $t_{ср}=\frac{1}{N_0}\sum t_i$ и среднее квадратическое отклонение $\sigma=\sqrt{\frac{\sum(t_i-t_{ср})^2}{N_0-1}}$.

Вероятность безотказной работы можно брать по табл. 3 в зависимости от величины $x=\frac{t-t_{ср}}{\sigma}$.

Таблица 3

Числовые характеристики основных распределений отказов

Экспоненциальное распределение		Нормальное распределение				Распределение Вейбулла				
Вероятность безотказной работы $P(t) = e^{-\lambda t}$	λt	$x = \frac{t - t_{cp}}{\sigma}$ (u_p квантили)	Вероятность безотказной работы $P(t)$	$x = \frac{t - t_{cp}}{\sigma}$ (u_p квантили)	Вероятность безотказной работы $P(t)$	Параметр формы m	$\frac{1}{m}$	b_m	c_m	Коэффициент вариации $v = \frac{c_m}{b_m}$
1,000	0,000	0,000	0,5000	−2,054	0,98	0,400	2,5	3,32	10,4	3,14
0,995	0,005	−0,1	0,5398	−2,1	0,9821	0,417	2,4	2,98	8,74	2,93
0,990	0,010	−0,126	0,55	−2,170	0,985	0,435	2,3	2,68	7,38	2,75
0,980	0,020	−0,2	0,5793	−2,2	0,9861	0,455	2,2	2,42	6,22	2,57
0,950	0,051	−0,253	0,60	−2,3	0,9893	0,476	2,1	2,20	5,27	2,40
0,900	0,105	−0,3	0,6179	−2,326	0,99	0,500	2,0	2,00	4,47	2,24
0,850	0,163	−0,385	0,65	−2,4	0,9918	0,526	1,9	1,83	3,81	2,08
0,800	0,223	−0,4	0,6554	−2,409	0,992	0,556	1,8	1,68	3,26	1,94
0,750	0,288	−0,5	0,6915	−2,5	0,9938	0,588	1,7	1,54	2,78	1,80
0,700	0,357	−0,524	0,70	−2,576	0,995	0,625	1,6	1,43	2,39	1,67
0,650	0,431	−0,6	0,7257	−2,6	0,9953	0,667	1,5	1,33	2,06	1,55
0,600	0,511	−0,674	0,75	−2,652	0,996	0,714	1,4	1,24	1,78	1,43
0,550	0,598	−0,7	0,7580	−2,7	0,9965	0,769	1,3	1,17	1,54	1,32
0,500	0,693	−0,8	0,7881	−2,748	0,997	0,833	1,2	1,10	1,33	1,21
0,450	0,799	−0,842	0,80	−2,8	0,9974	0,909	1,1	1,05	1,15	1,10
0,400	0,916	−0,9	0,8159	−2,878	0,998	1,0	1,0	1,00	1,00	1,00
0,350	1,050	−1,0	0,8413	−2,9	0,9981	1,1	0,909	0,965	0,878	0,910
0,300	1,204	−1,036	0,85	−3,0	0,9986	1,2	0,833	0,941	0,787	0,837
0,250	1,386	−1,1	0,8643	−3,090	0,999	1,3	0,769	0,924	0,716	0,775
0,200	1,609	−1,2	0,8849	−3,291	0,9995	1,4	0,714	0,911	0,659	0,723
0,150	1,897	−1,282	0,90	−3,3	0,9998	1,5	0,667	0,903	0,615	0,681
0,100	2,303	−1,3	0,9032	−3,719	0,9999	1,6	0,625	0,897	0,574	0,640
0,050	2,996	−1,4	0,9192			1,7	0,588	0,892	0,540	0,605
		−1,5	0,9332			1,8	0,556	0,889	0,512	0,575
		−1,6	0,9452			1,9	0,526	0,887	0,485	0,547
		−1,645	0,95			2,0	0,500	0,886	0,463	0,523
		−1,7	0,9554			2,1	0,476	0,886	0,439	0,496
		−1,751	0,96			2,2	0,455	0,886	0,425	0,480
		−1,8	0,9641			2,3	0,435	0,886	0,409	0,461
		−1,881	0,97			2,4	0,417	0,887	0,394	0,444
		−2,0	0,9772			2,5	0,400	0,887	0,380	0,428

Примечание. Для логарифмически нормального распределения $x = \frac{\lg t - \lg t_0}{\sigma}$

Кривая плотности вероятности тем острее и выше, чем меньше σ, и распространяется от $-\infty$ до $+\infty$. Последнее обстоятельство не является существенным недостатком, особенно если $t_{cp} \geqslant 3\sigma$, так как площадь, очерченная уходящими в ∞ крыльями кривой плотности, выражающая соответствующую вероятность отказов, очень мала. Так, вероятность отказа за период времени до $t_{cp} - 3\sigma$ составляет всего 0,135% и обычно не учитывается в расчетах, вероятность отказа до $t_{cp} - 2\sigma$ 2,175% и г. д.

Композиция из двух или нескольких нормальных распределений дает нормальное распределение. Нормальному распределению подчиняются случайные величины, которые образуются под действием большого количества независимых факторов и, в частности, композиции из многих распределений по любым законам.

Несколько лучше описывает результаты усталостных испытаний деталей машин *логарифмически-нормальное распределение*, т. е. нормальное распределение для логарифма времени службы.

Плотность вероятности

$$f(t) = \frac{M}{\sigma t \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\lg t - \lg t_0)^2}{2\sigma^2}},$$

где $M = 0{,}4343$; $\lg t_0$ — среднее значение $\lg t$.

Основные характеристики распределения

$$t_{cp} = t_0 e^{\frac{\sigma^2}{2M^2}}; \quad \sigma_t = t_{cp} \sqrt{\left(\frac{t_{cp}}{t_0}\right)^2 - 1}; \quad v = \sqrt{e^{\left(\frac{\sigma}{M}\right)^2} - 1}.$$

Коэффициент вариации v зависит только от σ.

Вероятность безотказной работы $P(t)$ берется по табл. 3, в зависимости $x = \frac{\lg t - \lg t_0}{\sigma}$.

Достоинство распределения по сравнению с нормальным связано с тем, что отказы возможны только при $t > 0$.

Долговечность подшипников качения, электронных ламп и некоторых других изделий хорошо подчиняется *распределению Вейбулла*. Для этого распределения в двухпараметрической форме плотность распределения $f(t) = \frac{m}{t_0} t^{m-1} e^{-\frac{t^m}{t_0}}$, интенсивность отказов $\lambda(t) = \frac{m}{t_0} t^{m-1}$ и вероятность безотказной работы $e^{-\frac{t^m}{t_0}}$. Распределение имеет параметр формы m и параметр масштаба t_0.

Основные характеристики распределения

$$t_{cp} = b_m t_0^{1/m}; \quad \sigma_t = c_m t_0^{1/m}; \quad v = \frac{c_m}{b_m}$$

(b_m и c_m — коэффициенты см. табл. 3).

Параметры распределения определяют по опытным данным, нанесением точек в системе координат t — lg lg $P(t)$. Точки должны лечь на прямую, расположенную под углом α к оси t, где $\operatorname{tg}\alpha = m$, и отсечь на оси ординат отрезок $\lg t_0 + 0{,}362$.

Совместное действие внезапных и износовых отказов характеризуется вероятностью безотказной работы:

$$P(t) = P_в(t)\, P_и(t),$$

где $P_в(t)$ и $P_и(t)$ — вероятность отсутствия внезапных и соответственно износовых отказов.

Для системы из последовательно соединенных элементов

$$P(t) = e^{-t\sum\lambda_i} \prod \frac{P_{ui}(T+t)}{P_{ui}(T)},$$

где Σ и Π — знаки суммы и произведения; T — время работы элемента до начала периода t, в течение которого определяется надежность; для новых изделий $T = 0$ и $P(T) = 1$.

У восстанавливаемых изделий свойство безотказности характеризуется средним числом отказов $m_{cp}(t)$ и средней частотой или параметром потока отказов $\Lambda(t) = \frac{dm_{cp}(t)}{dt}$, аналогичным интенсивности отказов, но учитывающим повторные отказы.

Если не предусматривается профилактическая замена элементов для предотвращения износовых отказов, а замена элементов происходит только после их отказов, то распределение отказов подчиняется экспоненциальному закону $\Lambda(t) = \frac{1}{t_{cp}}$, а вероятность безотказной работы много ниже, чем только при внезапных отказах. Вероятность $P(t)$ для системы

$$P(t) = e^{-t\sum\frac{1}{t_{cpi}}}.$$

Показатель надежности — коэффициент технического использования для систем из n одинаковых элементов с коэффициентами η:

$$\eta_{ст} = \frac{1}{1 + \frac{n(1-\eta)}{\eta}}.$$

Второй член в знаменателе характеризует относительное время простоя; формула учитывает, что во время простоя отказы не происходят.

НАДЕЖНОСТЬ СИСТЕМ С РЕЗЕРВИРОВАНИЕМ

Если требуется высокая надежность системы, состоящей из многих элементов, то повышением надежности элементов часто не удается ограничиться и приходится применять резервирование.

Резервирование позволяет уменьшить вероятность отказов на несколько порядков.

Применяют резервирование замещением с ненагруженным или холодным резервом и постоянное резервирование с нагруженным или горячим резервом. Применяют резервирование в целом, поузловое и поэлементное. Резервирование наиболее широко применяют в радиоэлектронной аппаратуре, в которой резервные элементы имеют малые габариты и легко переключаются; в транспортных машинах, требующих высокой надежности (самолеты, суда); в тормозных и смазочных системах; в автоматическом производстве и т. д. Резервирование системы сохраняет работоспособность при числе отказов (без восстановления), равном числу резервных элементов.

При *постоянном резервировании* резервные элементы или цепи подключают параллельно основным. Вероятность отказа всех n элементов (основного и резервных)

$$Q_{ст}(t) = \prod_1^n Q_i(t),$$

где $Q_i(t)$ вероятность отказа элемента i.

Если элементы одинаковы, то $Q_{ст}(t) = Q^n(t)$.

Вероятность безотказной работы

$$P_{ст}(t) = 1 - Q_{ст}(t).$$

Например, если $Q = 0{,}01$ и $n = 2$, то $P_{ст} = 0{,}9999$, если $Q = 0{,}01$ и $n = 3$, то $P_{ст} = 0{,}999999$.

Если в системе из последовательно соединенных элементов k элементов дублированы, а n элементов нерезервированы, то вероятность безотказной работы

$$P(t) = \prod_1^n P_i \prod_1^k (1 - Q_j^2),$$

где P_i — вероятность безотказной работы элемента i; Q_j — вероятность отказа элемента j.

При *резервировании замещением* резервные элементы включаются автоматически или вручную только при отказе основных. Много общего с резервированием имеет применение резервных агрегатов и блоков инструментов, устанавливаемых взамен отказавших, причем эти элементы тогда рассматриваются входящими в систему. Для основного случая экспоненциального распределения отказов при малых значениях λt, т. е. при достаточно высокой надежности элементов, вероятность отказа системы

$$Q_{ст}(t) \approx \frac{\prod_1^n Q_i(t)}{n!} \approx \frac{\prod_1^n \lambda_i t}{n!}.$$

Если элементы одинаковы, то

$$Q_{ст}(t) \approx \frac{Q^n(t)}{n!} \approx \frac{(\lambda t)^n}{n!}.$$

Формулы справедливы при условии, что переключение абсолютно надежно. При этом вероятность отказа в $n!$ раз меньше, чем при постоянном резервировании. Если переключение недостаточно надежно, то выигрыша может не быть. Для поддержания высокой надежности резервированных систем отказавшие элементы должны восстанавливаться или заменяться.

Если в резервированной системе отказы (в пределах числа резервных элементов) устанавливают при периодических проверках, то расчет на надежность ведут за период от последней проверки. Если предусмотрено немедленное обнаружение отказов и система продолжает работать во время замены или восстановления работоспособности, то расчет на надежность ведут за период от выхода из строя до окончания ремонта.

В автоматических линиях, как известно, часто применяют накопители, которые разбивают линии на отдельные участки, причем отказ какого-нибудь элемента (станка) вызывает остановку не всей линии, а только одного участка. В это время другие участки продолжают работу, получая заготовки из накопителя или подавая заготовки в накопитель. При этом вероятность безотказной работы меньше вероятности для последнего участка и приближается к ней при увеличении емкости накопителя. Вероятность длительной безотказной работы линий меньше вероятности для лимитирующего участка.

Эффективность разных способов резервирования проиллюстрируем на основной системе из четырех последовательно соединенных элементов с вероятностью безотказной работы каждого 0,9. Тогда вероятность безотказной работы системы без резервирования $0{,}9^4 = 0{,}65$, дублированной системы с постоянным резервом в виде такой же системы $1 - 0{,}35^2 = 0{,}88$, дублированной системы с ненагруженным резервом $1 - \frac{0{,}35^2}{2} = 0{,}94$, системы с независимым постоянным дублированием каждого элемента $(1 - 0{,}1^2)^4 = 0{,}96$, системы с независимым ненагруженным дублированием $\left(1 - \frac{0{,}1^2}{2}\right)^4 = 0{,}98$. Если систему рассматривать как технологическую, например как автоматическую линию, и поставить в середине накопитель (высокой надежности), то вероятность безотказной работы поднимается с 0,65 до величины, меньшей 0,81.

Пример наглядно показывает, что поэлементное резервирование гораздо эффективнее, чем общее, а резервирование замещением при совершенно надежном переключении эффективнее, чем постоянное. Если систему из примера рассматривать как восстанавливаемую, с коэффициентом возможного технического использования

каждого элемента 0,9, то коэффициент технического использования системы равен 0,69. При постановке в середине высоконадежного накопителя коэффициент технического использования поднимется до величины $< 0{,}82$.

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ РАСЧЕТ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Вероятностный аспект желателен в связи с большими случайными отклонениями амплитуд переменных напряжений (из-за отклонений внешних нагрузок и собственной напряженности) и пределов выносливости деталей (из-за неоднородности материала, технологии изготовления и других факторов). Исходят из наиболее простого для расчетов нормального распределения пределов выносливости детали $\sigma_{-1\partial}$ и амплитуд переменных напряжений σ_a.

Тогда условие прочности записывается в форме [17, 23]: разность $\sigma_{-1\partial}$ и σ_a с заданной вероятностью P больше или равна 0:

$$\bar{\sigma}_{-1\partial} - \bar{\sigma}_a + u_P S \geqslant 0,$$

где $S = \sqrt{S^2_{-1\partial} + S_a}$; $\bar{\sigma}_{-1\partial}$ и $\bar{\sigma}_a$ — средние значения $\sigma_{-1\partial}$ и σ_a; $S_{-1\partial}$ и S_a — средние квадратические отклонения [1] $\sigma_{-1\partial}$ и σ_a; u_P — квантиль нормального распределения функции вероятности неразрушения (см. табл. 3).

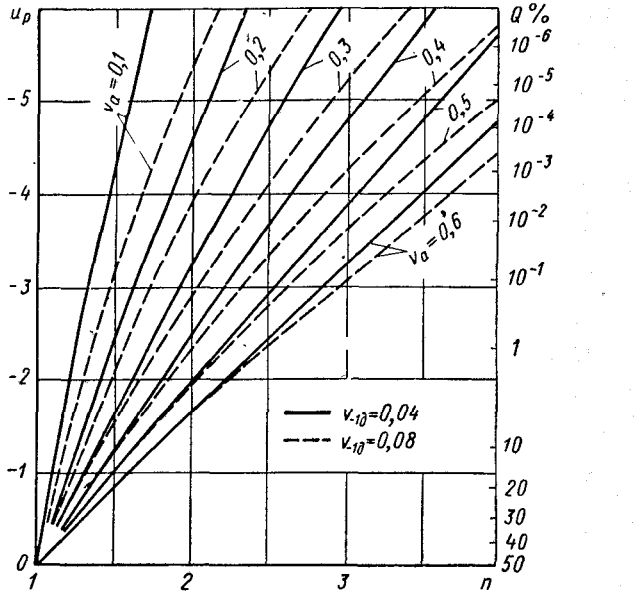


Рис. 16. Зависимость вероятности разрушения Q % и квантили u_P от коэффициента запаса n и коэффициентов вариации $v_{-1\partial}$ и v_a

При проверочном расчете определяется квантиль:

$$u_P = -\frac{\bar{\sigma}_{-1\partial} - \bar{\sigma}_a}{\sqrt{S^2_{-1\partial} + S^2_a}}$$

и по нему из табл. 3 — вероятность неразрушения.

[1] Здесь, как обычно, в расчетах на прочность средние квадратические отклонения обозначаются S вместо σ, так как через σ обозначают напряжения.

Несколько более удобно выражение квантили в относительной форме через коэффициент запаса по средним напряжениям $n = \frac{\bar{\sigma}_{-1\partial}}{\bar{\sigma}_a}$ и коэффициенты вариации $v_{-1\partial} = \frac{S_{-1\partial}}{\bar{\sigma}_{-1\partial}}$ и $v_a = \frac{S_a}{\bar{\sigma}_a}$. Тогда

$$u_P = \frac{1-n}{\sqrt{n^2 v_{-1\partial}^2 + v_a^2}}.$$

Для облегчения расчета можно использовать график (рис. 16).

При проектном расчете можно, задавшись вероятностью неразрушения, определить квантиль u_P и, решив приведенное выше уравнение, определить коэффициент запаса по средним напряжениям.

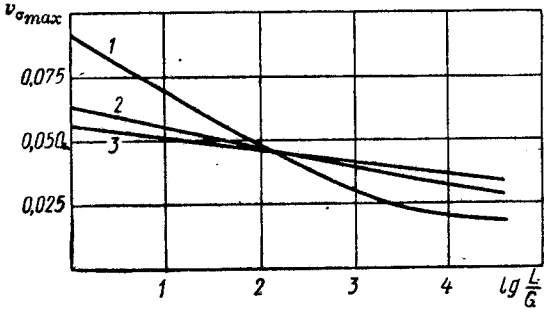


Рис. 17. Зависимость коэффициентов вариации $v_{\sigma\,max}$ от $\lg\frac{L}{G}$ для точно и готовленных деталей одной плавки:

1 — сталь 45 при консольном изгибе в одной плоскости; *2* — сталь 45 при изгибе с вращением; *3* — то же, сталь 40Х

Коэффициент вариации $v_{\sigma\,max}$ предела выносливости точно изготовленных деталей для каждой плавки рассматривают как функцию $\frac{L}{G}$, где L — часть периметра сечения детали, $G = \frac{1}{\sigma_{max}} \cdot \frac{d\sigma_1}{dx}$ — относительный градиент первого главного напряжения.

При изгибе с вращением валов и растяжении круглых стержней $L = \pi d$, где d — диаметр по опасному сечению. При изгибе деталей прямоугольного поперечного сечения $L = 2b$, где b — ширина. Для ступенчатого вала с диаметрами ступеней D и d и галтелью радиуса ρ *мм* $G = \frac{2{,}6}{\rho}(1+\psi) + \frac{1}{d}\frac{1}{мм}$; при $\frac{D}{d} \geqslant 1{,}5$ $\psi = 0$; при $\frac{D}{d} < 1{,}5$ $\psi = \frac{1}{4\sqrt{\frac{t}{\rho}+2}}$, где $t = \frac{D-d}{2}$.

При изгибе валов с глубокими гиперболическими выточками

$$G = \frac{2}{\rho} + \frac{1}{d}.$$

Распределение пределов выносливости деталей лучше всего подчиняется усеченному логарифмически нормальному распределению, в применении к которому обрабатывают результаты испытаний. Затем это распределение аппроксимируют нормальным.

Значение $v_{\sigma\,max}$ по опытам над деталями из материала одной плавки см. рис. 17.

В общем случае

$$v_{-1\partial}^2 = v_{\sigma\,max}^2 + v_{-1n}^2 + v_a^2,$$

где дополнительно v_{-1n} — коэффициент вариации, характеризующий межплавочное рассеяние механических свойств, которое может быть оценено по рассеянию пределов прочности, например для осевой стали $v_{\sigma_в} \approx v_{-1n} \approx 0{,}07$—$0{,}1$. Вероятностные характеристики материалов см. в работе [33]; v_a — коэффициент, характеризующий переменность радиуса галтели $1 \leqslant \frac{t}{\rho} \leqslant 25$ $v_a = (0{,}33 \div 0{,}45)\frac{S_\rho}{\bar{\rho}}$, где S_ρ — среднее квадратическое отклонение ρ.

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ПРИ ИЗНОСЕ

Принимается линейная зависимость износа от времени $\Delta = vt$ и предположение, что скорость $\bar{v}$ износа для разных деталей подчиняется закону нормального распределения.

Подставляем вместо Δ его предельное значение Δ_0, соответствующее отказу, и выражаем v через ее среднее значение $\bar{v}$, среднее квадратичное отклонение σ и квантиль нормального распределения (функция вероятности безотказной работы):

$$\Delta_0 = (\bar{v} + u_P\sigma)\,t.$$

Из этого уравнения можно для данной наработки в часах определить квантиль u_P и по нему, пользуясь таблицей, вероятность безотказной работы P, или, задавшись требуемой вероятностью безотказной работы P, по таблице определить квантиль u_P, а по нему гарантируемую наработку до отказа t.

ЛИТЕРАТУРА

1. Авдулов А. Н., Никитин Б. Д. Опора для прецизионного вращения, «Станки и инструмент», 1965, № 2.
2. Ачеркан Н. С. и др. Металлорежущие станки. т. I и II. М., «Машиностроение», 1965.
3. Базовский И. Надежность, теория и практика, М., «Мир», 1965.
4. Болотин В. В. Статистические методы в строительной механике, М., ГСИ, 1961.
5. Волосов С. С. Основы точности активного контроля размеров, М., «Машиностроение», 1969.
6. Вотинов К. В. Жесткость станков. ЛОНИТОМАШ, 1940.
7. Веденский В. А. Стандартизация норм жесткости металлорежущих станков, «Стандартизация», 1960, № 12; см. также 1961, № 6; 1960, № 9; 1962, № 9.
8. Гнеденко Б. В., Беляев Ю. К., Соловьев А. Д. Математические методы в теории надежности. М., «Наука», 1965.
9. Каминская В. В., Левина З. М., Решетов Д. Н. Станины и корпусные детали металлорежущих станков. М., Машгиз, 1960.

10. Каширин А. И. Вибрации при резании металлов. Изд. АН СССР, 1944.
11. Кирсанова В. Н. Исследование и расчет касательной податливости плоских стыков. «Станки и инструмент», 1967, № 7.
12. Корсаков В. С. Точность механической обработки. М., Машгиз, 1961.
13. Крагельский И. В. Трение и износ. М., «Машиностроение», 1968.
14. Кудинов В. А. Динамика станков М., «Машиностроение», 1967.
15. Левашов А. В. Основы расчета точности кинематических цепей металлорежущих станков, М., «Машиностроение», 1966.
16. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин, М., «Машиностроение», 1971.
17. *Механическая усталость в статистическом аспекте. Под ред.* С. В. Серенсена и В. П. Когаева. М., «Наука», 1969.
18. Петрусевич А. И. Роль гидродинамической масляной пленки в стойкости поверхностей контакта деталей машин. «Вестник машиностроения», 1963, № 1.
19. Решетов Д. Н., Чатынян Р. М. Расчет деталей машин на прочность при переменных режимах нагружений. «Вестник машиностроения», 1965, № 8; см. также 1970, № 6.
20. Решетов Д. Н. Детали машин М., «Машиностроение», 1964.
21. Ривин Е. И. Динамика привода станков. М., «Машиностроение», 1966.
22. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович С. В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., Машгиз, 1963.
23. Серенсен С. В., Когаев В. П., Громан М. Б., Шнейдерович Р. М., Валы и оси. М., «Машиностроение», 1970.
24. Серенсен С. В., Когаев В. П. Вероятностный расчет на прочность при стационарной переменной нагруженности и условие подобия усталостного разрушения. «Вестник машиностроения», 1968, № 1.
25. Смирнов В. Э., Решетов Д. Н. Влияние тепловых деформаций на точность металлорежущих станков. «Станки и инструмент», 1955, № 1.
26. Соколов Ю. Н. Температурные расчеты в станкостроении. НТО Машпром, 1965.
27. Соколовский А. П. Расчеты точности обработки на металлорежущих станках. М., Машгиз, 1952.
28. Старосельский А. А., Гаркунов Д. Н. Долговечность трущихся деталей машин. М., «Машиностроение», 1967.
29. Энциклопедический справочник «Машиностроение». т. IX. Под ред. В. И. Дикушина. М., Машгиз, 1949.
30. Хрущов М. М., Бабичев М. И. Абразивное изнашивание. М., «Наука», 1970.
31. Шор Я. Б. Статические методы анализа и контроля качества и надежности, М., «Советское радио», 1962.
32. Шувалов С. А. Долговечность деталей машин при переменных нагрузках и суммирование усталости. «Вестник машиностроения», 1959, № 3.
33. Кузнецов А. А., Алифанов О. М. и др. Вероятностные характеристики прочности авиационных материалов и размеров сортамента. М., «Машиностроение», 1970.

РАЗДЕЛ II
НАПРАВЛЯЮЩИЕ СКОЛЬЖЕНИЯ

Глава I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Направляющие являются опорами, обеспечивающими требуемое взаиморасположение и возможность относительных перемещений узлов, несущих инструмент и заготовку.

Направляющими называется совокупность поверхностей скольжения двух сопрягаемых корпусных деталей (станины — стола и т. д.), обеспечивающая возможность их относительного прямолинейного или вращательного движения [1]. Поверхности скольжения направляющих образуются либо непосредственно корпусными деталями, либо прикрепляемыми к ним накладными планками, лентами и другими деталями.

Система поверхностей скольжения направляющих данного узла должна допускать лишь одну степень свободы движения. Исключение всех других степеней свободы достигается соответствующим расположением поверхностей скольжения или путем силового замыкания (действия сил тяжести, подпружиненных роликов и т. п.). С целью регулирования начальных зазоров или зазоров, образующихся в результате изнашивания поверхностей скольжения, предусматривают регулирующие элементы (клинья, планки, винты).

Смазочная система направляющих состоит из средств хранения, подачи, доставки, распределения, сбора и очистки масла. Распределение смазки по поверхностям трения осуществляется посредством отверстий, канавок, карманов, скосов и т. п. Для предотвращения попадания отходов обработки и случайных повреждений предусмотрены защитные устройства.

КЛАССИФИКАЦИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ

1. *По виду движения:* а) направляющие главного движения (например, направляющие сопряженных деталей основание — планшайба токарно-карусельных станков, станина — стол продольно-

[1] Здесь это понятие, в соответствии с фактически принятым в станкостроении, относится одновременно к кинематической паре и к обоим ее элементам.

строгальных станков; б) направляющие движения подачи (направляющие станины и салазок токарных и консольно-фрезерных станков); в) направляющие перестановки (направляющие сопряженных деталей станина — задняя стойка горизонтально-расточных станков).

Большинство направляющих в станках относится к направляющим подачи. По направляющим подачи производятся установочные перемещения столов (суппортов и др.). В зависимости от направления по отношению к оси обрабатываемой заготовки (или станка) различают направляющие продольной и поперечной подачи.

Направляющие перестановки служат только для предварительного перемещения неподвижных в процессе обработки узлов; они выполняются такой же конструктивной формы, как и направляющие подачи, в ряде случаев дополнительно имеют Т-образные пазы для закрепления перемещаемых узлов.

2. *По виду трения скольжения:* а) направляющие жидкостного трения — гидродинамические (направляющие главного движения карусельных и продольно-строгальных станков); б) направляющие жидкостного трения — гидростатические (направляющие главного движения и подачи); в) направляющие смешанного трения — большинство направляющих движения подачи; г) направляющие граничного трения — направляющие подачи, работающие при очень малых скоростях скольжения, в частности со смазкой специальными антискачковыми маслами, содержащими полярно-активные присадки; по конструкции такие же, как направляющие смешанного трения.

3. *По траектории движения:* направляющие прямолинейного движения и направляющие кругового движения.

4. *По расположению траектории перемещения узла в пространстве:* горизонтальные, вертикальные и наклонные направляющие.

Горизонтальные направляющие (прямолинейного движения) могут иметь горизонтальные, вертикальные и наклонные грани; наклонные направляющие — наклонные и вертикальные грани; вертикальные направляющие имеют лишь вертикальные грани.

5. *По геометрической форме направляющих:* а) призматические направляющие — наиболее распространенные для прямолинейного движения. В зависимости от формы поперечного сечения призматических направляющих различают направляющие: прямоугольные, треугольные и трапециевидные (типа «ласточкина хвоста»); б) плоские направляющие (применяют в комбинации со всеми другими); в) цилиндрические направляющие (по форме сечения — круглые направляющие) — в основном для прямолинейного движения; г) конические направляющие (только для кругового движения).

Направляющие указанных сечений применяют в комбинациях, показанных в табл. 20 и 22 гл. VII, где даны характеристики направляющих различных типов и область их применения. В числе треугольных направляющих выделяют V-образные, которые у неподвижных (в относительном движении) деталей имеют вершину, направленную в тело детали (рис. 1, *а*, слева). Различают также направляющие охватывающие (сопряженную деталь) и охватываемые (рис. 1, *б*); V-образные направляющие — охватывающие.

Можно отметить также следующие дополнительные признаки классификации направляющих.

По движению: а) неподвижные — на неподвижных узлах станка или на узлах, неподвижных в относительном движении (поперечные направляющие нижних салазок стола горизонтально-расточных станков); б) подвижные — на подвижных узлах.

По выполнению — за одно целое или отдельно от станины либо подвижной корпусной детали: а) направляющие, выполненные за одно со станиной или подвижной корпусной деталью;

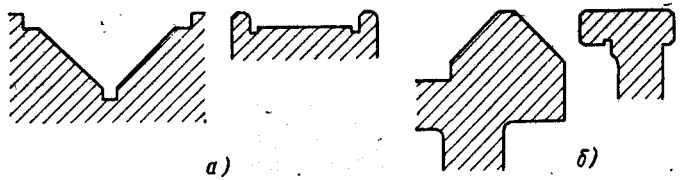


Рис. 1. Охватывающие (*а*) и охватываемые (*б*) направляющие

б) накладные направляющие, прикрепленные к станине или к корпусной детали (привертные, приваренные, приклеенные и т. д.).

По способности восприятия опрокидывающих моментов и отрывающих сил: а) замкнутые направляющие, — имеющие планки, клинья и обеспечивающие восприятие опрокидывающих моментов и отрывающих сил, стремящихся разъединить поверхности трения сопряженных деталей; б) незамкнутые направляющие, не предназначенные для восприятия значительных отрывающих сил; замыкание осуществляется внешней нагрузкой, действующей в определенном направлении, или весом.

УСЛОВИЯ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Условия работы направляющих характеризуют в основном следующие факторы: давление, в том числе его переменность; скорость скольжения; смазка; температура направляющих; загрязнение направляющих или масла отходами обработки (металлической стружкой, песком, окалиной, абразивом); наличие реверсирования движения; периодичность работы (относительная продолжительность работы направляющих в сравнении с длительностью смены) либо путь трения. Важнейшей характеристикой условий работы является режим трения.

Нагрузка на направляющие в большинстве станков переменна. В направляющих прямолинейного (возвратно-поступательного)

движения, у которых нагрузка от сил резания составляет значительную часть общей (в токарных, револьверных, консольно-фрезерных и в других станках), более половины пути трения осуществляется с пониженным давлением. При этом лишь часть рабочих ходов (черновые операции) производится со значительной нагрузкой.

Скорости скольжения v в направляющих главного движения в протяжных станках составляют обычно до 0,2 *м/сек*, в долбежных — до 0,7—1 *м/сек*, в продольно-строгальных — до 1,5 *м/сек*, в поперечно-строгальных — до 1 *м/сек*, в карусельных станках до 6—9 *м/сек* *. Скорости скольжения в направляющих подачи находятся в пределах от сотых долей миллиметра в минуту до 3—10 *м/мин*. В направляющих продольной подачи стола плоскошлифовальных станков v до 0,5 ÷ 0,7 *м/сек;* наиболее характерны малые скорости $v = 0{,}1 \div 0{,}3$ *м/мин*. Направляющие при этом работают в режиме смешанного трения со значительной долей граничного трения. Как правило, при холостых быстрых перемещениях узлов скорость скольжения $v > 1$ *м/мин*.

Смазка направляющих столов шлифовальных, продольно-строгальных, продольно-фрезерных и карусельных станков обильная, циркуляционная с фильтрацией масла. Смазка направляющих станков других типов во многих случаях бедная, проточная.

Рабочая температура масла, смазывающего круговые направляющие карусельных станков, должна быть не выше 60° С. При системе смазки направляющих общей с гидроприводом (некоторые шлифовальные станки) температура масла не превышает 40—50° С. В подавляющем большинстве станков других типов рабочая температура масла, смазывающего направляющие, близка к температуре помещения.

Загрязнение металлической стружкой, песком, абразивом, окалиной многократно увеличивает износ направляющих и при смешанном трении повышает потери на трение.

Периодичность работы направляющих можно характеризовать коэффициентом K, показывающим относительную продолжительность работы направляющих данной кинематической пары в процентах к длительности смены. При массовом производстве значения K наибольшие. Для направляющих главного движения K обычно выше, чем для направляющих подачи, так как последние работают поочередно.

Приведенные в табл. 1 значения K_Σ — суммарной относительной продолжительности работы направляющих продольной и поперечной подачи станков ряда типов получены обработкой данных [1], а по координатно-расточным станкам даны по результатам непосредственных измерений [78].

* В станках строгальной группы (включая протяжные) указана скорость рабочего хода.

Таблица 1

Станки	K_Σ в % для производства	
	индивидуального и мелкосерийного	крупносерийного и массового
Токарно-винторезные	33**	—
Токарно-револьверные	42	65
Горизонтально-расточные*	20***	—
Токарные одношпиндельные многорезцовые	—	64
Круглошлифовальные	58	73
Координатно-расточные	2,2****	—

* Тяжелые станки, остальные станки средние.
** Для направляющих продольной подачи суппорта $K \approx 20\%$.
*** Значения K_Σ для продольных, поперечных и вертикальных направляющих.
**** Для направляющих продольной подачи стола $K = 1\%$.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К НАПРАВЛЯЮЩИМ

Общие требования к направляющим

1. Точность относительного движения (по направляющим) узлов, несущих заготовку и инструмент. Определяется геометрической точностью направляющих, жесткостью корпусных деталей и направляющих, жесткостью и постоянством толщины слоя смазки на направляющих, величиной температурных деформаций корпусных деталей.

2. Долговечность по точности. Определяется режимом трения, износостойкостью направляющих (пары трения), выбором конструкции направляющих, обеспечивающих малое влияние их износа на точность обработки, величиной деформаций корпусных деталей от остаточных напряжений.

3. Равномерность медленных движений и точность установочных перемещений узла зависят от режима трения, двигателя и механизма привода (жесткости характеристики двигателя, жесткости кинематической цепи привода); условий смазки направляющих и сорта смазки; материалов пары трения; конструкции направляющих и качества их изготовления.

4. Отсутствие вибраций в процессе резания. Определяется динамическими свойствами технологической системы, в том числе жесткостью и демпфированием в направляющих.

5. Малые силы трения в направляющих, от чего зависят мощность и габариты двигателя и элементов привода подач, тепловыделение и температурные деформации (существенно для направляющих главного движения), усилия на рукоятках при ручных перемещениях.

6. Ремонтопригодность. Определяется трудоемкостью шабрения; возможностью замены накладных направляющих без их обработки после сборки.

Качество материала направляющих. Техническими требованиями к чугунным отливкам регламентируются прочность, твердость и микроструктура чугуна (ТУ 2—024—708—67).

Ответственные отливки, в том числе все корпусные детали с направляющими, должны подвергаться старению; режимы старения — по инструкции Н58—1 [35]. Отдельные требования к качеству чугуна и других материалов для направляющих даны в гл. V.

Качество обработки и сборки. Направляющие станин и корпусных деталей должны быть обработаны шлифованием, шабрением или другим способом, обеспечивающим требуемую точность и качество поверхности. На всей поверхности направляющих не должно быть прижогов, крупных рисок, выхватов, задиров и других механических повреждений, снижающих их эксплуатационные свойства. В местах пересечения отдельных граней направляющих между собой, а также с другими поверхностями не должно быть острых кромок.

Для *направляющих станин* и других неподвижных (в относительном движении) корпусных деталей шлифование — наиболее распространенный вид окончательной обработки, а также единственный метод обработки закаленных направляющих. Шлифование периферией круга с охлаждением постепенно вытесняет шлифование торцом круга вследствие повышения на 30—40% производительности, повышения точности и улучшения качества поверхности. При шлифовании направляющих удается достичь весьма высокой точности. Например, при шлифовании на специальном станке завода им. Ленина (ЧССР) погрешность допускается не более 20 *мк* на длине 16 *м*.

Для отделки направляющих крупных и тяжелых станков применяется также тонкое строгание широким резцом, тонкое фрезерование и наружное протягивание. Указанные методы наиболее производительны и позволяют получить необходимую точность обработки и качество поверхности. Иногда после строгания или фрезерования на направляющие дополнительно наносится «мороз» шабрением. Обкатывание предварительно строганных или фрезерованных направляющих роликами (пластическое деформирование) понижает шероховатость поверхности, увеличивает ее твердость примерно на 15% [9], повышает процент несущей поверхности, снижает коэффициент трения [117].

Шероховатость поверхности направляющих скольжения должна соответствовать: для станков легких (весом до 1 *т*) повышенной и более высокой точности — 9-му классу чистоты; для станков нормальной точности средних (весом 1—10 *т*) — 7-му классу и для тяжелых — 6-му классу чистоты. При скоростях

скольжения более 0,5 *м/сек* чистота поверхности повышается на один класс. Чистота поверхности закаленных направляющих должна быть выше (примерно на один класс), чем незакаленных.

Шабрение применяют в следующих случаях: а) при невозможности обеспечить с помощью механической обработки необходимую точность; б) при обработке труднодоступных граней направляющих; в) для направляющих значительной длины. Для высокоточных станков часто практикуют шабрение движением «на себя». Шабрение обеспечивает высокую точность: отклонения от прямолинейности и плоскостности до 2 *мк* на длине 1000 *мм* при 30 пятнах в квадрате со стороной 25 *мм*. Глубина шабрения для направляющих высокоточных станков 3—5 *мк*. В ряде случаев направляющие подвергают притирке.

Шабреные направляющие скольжения не должны иметь следов предшествующей механической обработки. Шабрение должно быть равномерным по всей поверхности и при проверке по краске проверочной плитой или сопряженной деталью должно обеспечивать в квадрате со стороной 25 *мм* (ГОСТ 7599—55) следующее количество несущих пятен (не менее): для направляющих высокоточных станков — 20; для направляющих точных станков — 16; для направляющих шириной до 250 *мм*, а также для клиньев и планок — 10; для направляющих перестановки шириной до 100 *мм* — 8; для направляющих шириной более 250 *мм* и направляющих перестановки шириной более 100 *мм* — 6.

Целесообразно дальнейшее повышение требований к точности шабрения направляющих в соответствии с табл. 2.

Таблица 2

Число несущих пятен и глубина шабрения направляющих

Весовая характеристика станков	Число несущих пятен в квадрате со стороной 25 *мм* для станков		Глубина шабрения в *мк* для станков	
	Нормальной точности (класса Н)	Повышенной точности (класса П) и высокоточных (классов В, А, С)	Повышенной точности (класса П)	Высокоточных (классов В, А, С)
Легкие	16—20	20—25	⩽6	⩽3
Средние	16—20	20—25	⩽6	⩽6
Тяжелые	12—16	16—20	⩽10	⩽6

Направляющие *перемещаемых деталей* из чугуна, цветных сплавов и пластмасс обычно шабрят по направляющим станины или другой сопряженной детали. В отдельных случаях, в частности при простой конструктивной форме (прямоугольного сечения), направляющие из чугуна подвергают шлифованию

или тонкому строганию широким резцом; точность сопряжения при этом, однако, обычно ниже, чем при шабрении, что, безусловно, сказывается на износостойкости и точности направляющих.

Точность направляющих регламентируется стандартами на нормы точности станков. Точность в зависимости от типа поверхности характеризуется следующими основными параметрами: 1) для плоской поверхности — плоскостностью или прямолинейностью в заданном направлении (если нельзя проверить плоскостность); 2) для цилиндрической поверхности — цилиндричностью и круглостью; 3) для конической поверхности — полнотой пятна контакта.

Точность движения рабочих органов станка по направляющим определяют следующие основные параметры: 1) для направляющих прямолинейного движения: прямолинейность движения; постоянство положения плоскости движения; равномерность движения; 2) для направляющих вращательного (кругового) движения: постоянство радиального положения оси вращения; постоянство осевого положения плоскости вращения; равномерность движения.

Таблица 3

Основные нормы точности направляющих

Основной размер в *мм* при проверке			Допускаемые отклонения в *мк* при классе точности станка				
плоскостности направляющих — наибольшая длина***	параллельности (перпендикулярности) базовой поверхности направлению движения — длина перемещения	прямолинейности движения рабочих органов по направляющим — наибольшая длина перемещения	Н	П	В	А	С
—	—	125	8	5	3	2	1,2
—	125	200	10	6	4	2,5	1,6
125	200	320	12	8	5	3	2
200	320	500	16	10	6	4	2,5
320	500	800	20	12	8	5	3
500	800	1250	25	16	10	6	4
800	1250	2000	32	20	12	8	5
1250	2000	3200	40	25	16	10**	6**
2000	3200	5000	50	32	20**	12*	8*
3200	5000	8000	65	40	25*	16*	10*
5000	8000	12500	80	50**	32*	20*	12*
8000	12500	16000	100	65*	40*	25*	16*

* Только для проверки плоскостности.
** *Для проверки плоскостности и параллельности (перпендикулярности).*
*** При проверке прямолинейности в заданном сечении допуски в 1,6 раза меньше.

Точность взаимного расположения направляющих характеризуется параметрами: 1) для направляющих прямолинейного движения — параллельностью (перпендикулярностью) направлений движений рабочих органов; 2) для направляющих прямолинейного и вращательного движений — параллельностью (перпендикулярностью) прямолинейного движения и оси вращения рабочих органов, несущих инструмент и заготовку. Основные нормы точности направляющих прямолинейного движения даны в табл. 3.

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ И ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ

В течение длительного времени сохранялась традиционная конструкция направляющих, для которой характерны: пара трения чугун — чугун, несовершенная система маслораспределения и бедная смазка, отсутствие надежной защиты рабочих поверхностей от попадания отходов обработки. Эта конструкция во многих случаях уже не удовлетворяет резко возросшим требованиям.

В последние годы выявились следующие тенденции развития направляющих:

1. Обеспечение совершенного трения в направляющих: а) применение гидростатических направляющих с дроссельным регулированием с полным разделением сопряженных поверхностей слоем смазки, имеющим значительную жесткость. Применение аэростатических направляющих; б) при особо высоких требованиях к точности — применение гидростатических направляющих с автоматическими регуляторами, имеющих в заданном диапазоне нагрузки сколь угодно высокую жесткость масляного слоя; в) применение гидродинамических направляющих, а также направляющих с комбинированной системой смазки, использующей гидростатическую и гидродинамическую подъемную силу; г) применение направляющих с гидроразгрузкой, в которых значительная доля нагрузки воспринимается давлением смазки; д) расширение применения направляющих качения. Применение комбинированных направляющих — качения и скольжения; е) выбор оптимальных сортов масел; ж) повышение надежности работы системы смазки — применение блокировки, исключающей возможность пуска станка без включения смазки, сигнализации о неполадках в системе смазки и т. п.

2. Совершенствование защиты, конструктивной формы и материалов направляющих: а) применение надежных защитных устройств (типа телескопических щитков, гармоник, лент, уплотнений); б) введение механической разгрузки направляющих; в) применение оптимальных форм направляющих, обеспечивающих наиболее благоприятное распределение износа между гранями, наилучшие условия удержания смазки и т. д., достижение высокой начальной

геометрической точности; г) применение для направляющих станин (стоек) материалов высокой твердости, имеющих высокую износостойкость при работе с загрязненной отходами обработки смазкой, а также повышенную сопротивляемость образованию задиров; д) применение для направляющих столов (салазок) антифрикционных материалов — цветных сплавов и пластмасс, обеспечивающих благоприятные характеристики трения и высокую сопротивляемость образованию задиров; е) повышение точности изготовления направляющих, применение оптимальной отделочной обработки, снижение деформаций направляющих.

Глава II. ТРЕНИЕ В НАПРАВЛЯЮЩИХ

Условия трения в направляющих скольжения имеют следующие особенности: 1) весьма широкий диапазон изменения скоростей и нагрузок; 2) существенные микро- и макронеровности контактирующих деталей вследствие их большой протяженности и невысокой жесткости; 3) присутствие в зоне трения загрязнения (абразивных частиц, эмульсии и т. п.) в связи с трудностью создания достаточно герметичных защитных устройств.

В зависимости от условий работы, типа смазки и маслораспределения направляющие могут работать в режиме: граничного трения, смешанного трения, жидкостного гидродинамического трения и жидкостного гидростатического трения.

Важными критериями, позволяющими судить об условиях работы направляющих смешанного трения, являются зависимости коэффициента трения от времени неподвижного контакта и от скорости скольжения или от режима работы, включающего скорость, давление и вязкость масла.

ГРАНИЧНОЕ ТРЕНИЕ

При весьма малых скоростях скольжения, когда гидродинамическая подъемная сила практически отсутствует, разделения поверхностей трения можно достичь применением масел, содержащих поверхностно-активные присадки. Обладая высокой прочностью на сжатие и малым сопротивлением сдвигу, адсорбированные пленки масла с присадкой обеспечивают надежное разделение поверхностей и существенное снижение силы трения.

По Ф. П. Боудену, сила граничного трения T может быть выражена как сумма двух слагаемых, одно из которых представляет силу, необходимую для среза шероховатостей поверхностей трения, пропорциональную площади фактического контакта, другое — силу, необходимую для преодоления сопротивления смазочной пленки сдвигу на остальной площади [102].

В случае несмазанных поверхностей

$$T = S\tau_1, \qquad (1)$$

где S — площадь трущихся поверхностей, несущая приложенную нагрузку; τ_1 — предел прочности неровностей при срезе.

Таким образом, для уменьшения трения между поверхностями двух металлов (или металла и пластмассы) следует стремиться к максимальному уменьшению S и τ_1. Однако, как видно из схемы (рис. 2), иллюстрирующей взаимодействие полусферического ползуна с плоскостью, для большей части материалов это невозможно.

Если выбрать металл с низким сопротивлением срезу, то он обычно мягок, так что при данной нагрузке площадь контакта получается большой (рис. 2, *а*). Если же выбрать твердый металл, то площадь фактического контакта будет мала, но зато τ_1 соответственно велико (рис. 2, *б*). Однако добиться того, чтобы одновременно S и τ_1 имели малые величины, можно нанесением очень тонкой пленки мягкого металла или металлического мыла жирной кислоты на поверхность твердого металла (рис. 2,*в*). Если пленка остается неповрежденной, τ_1 будет как у мягкого металла. В то же время S будет небольшой, так как нагрузку несет твердая основа, обеспечивающая незначительность деформации. Следовательно, и сила трения при этом будет небольшой.

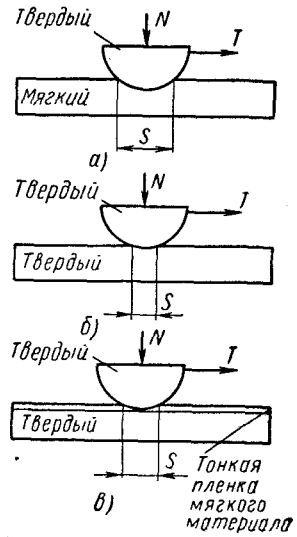


Рис. 2. Схема взаимодействия полусферического ползуна с плоскостью при трении [102]

Это чрезвычайно важное положение указывает на пути снижения сил сухого и граничного трения, являющихся основными составляющими суммарной силы трения в направляющих при самых малых скоростях движения (до 50—100 *мм/мин*) и основными источниками возникновения скачкообразного движения.

Металлические пленки достаточно хорошо сопротивляются износу, но все-таки изнашиваются быстрее, чем более тонкие пленки мыла жирной кислоты. Молекулы мыла жирной кислоты обладают чрезвычайно ценной способностью перемещаться по поверхности и восстанавливать места разрушения пленки. Учитывая эти свойства металлических мыл жирных кислот, ЭНИМС и ВНИИ НП разработали специальное масло для направляющих, в котором в качестве поверхностно-активной присадки использован стеарат алюминия [69]. Это масло, получившее марку ВНИИ НП-401 (ГОСТ 11058—64), широко используется для направляющих прецизионных станков.

СМЕШАННОЕ ТРЕНИЕ

При смешанном трении, характерном для большинства направляющих подачи, гидродинамическая подъемная сила воспринимает часть нагрузки, но не обеспечивает полного разделения поверхностей трения слоем смазки [58].

Область смешанного трения характеризуется большим разнообразием условий работы трущихся поверхностей в зависимости от доли сухого, граничного и жидкостного трения в общем процессе трения.

Типичный характер зависимости коэффициента f_t трения покоя от продолжительности t неподвижного контакта представлен на

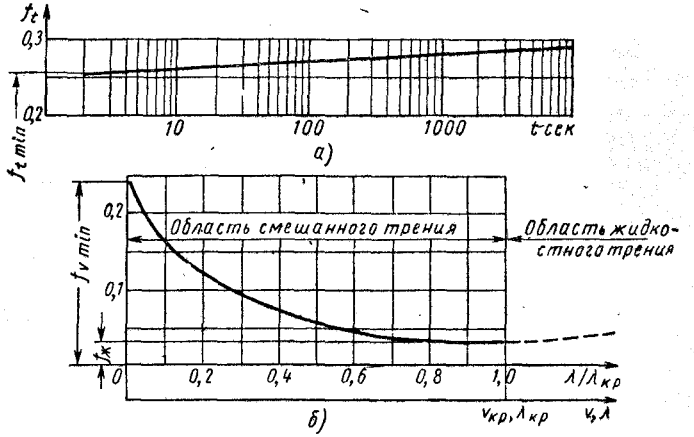


Рис. 3. Типичные зависимости коэффициента трения от времени неподвижного контакта (*а*) и скорости скольжения (*б*)

рис. 3,*а*. Как показывают эксперименты, величина f_t (при данном значении t) мало зависит от давления σ при $\sigma > 2$ *кГ/см²*. При меньших значениях σ наблюдается возрастание f_t с уменьшением σ. При повышении вязкости масла величина f_t несколько снижается. Например, при паре трения чугун — чугун, $\sigma = 2$ *кГ/см²* и масле индустриальное 12 ($\mu_{20} = 42$ *спз*) f_t * $= 0{,}28$, при масле индустриальное 45 ($\mu_{20} = 210$ *спз*) $f_t = 0{,}25$ и масле автотракторное АК-15 ($\mu_{20} = 750$ *спз*) $f_t = 0{,}21$. Таким образом, при увеличении вязкости масла в 18 раз величина f_t снижается только на 25%.

Величина f_t является достаточно стабильной для данной пары трения и времени неподвижного контакта. Существенно снизить величину f_t можно одним из следующих путей: применением смазки с поверхностно-активными присадками (при смазке маслом

* Если значение t специально не оговаривается, то подразумевается, что величина f_t соответствует $t = 2$ *сек*.

ВНИИ НП-401 $f_t = 0{,}09$); применением фторопласта-4 ($f_t = 0{,}05$), применением гидроразгрузки.

Зависимость f_t от t может быть выражена следующей эмпирической формулой, полученной обработкой экспериментальных данных, представленных на рис. 4 и в табл. 4:

$$f_t = f_{t\,min} + K_t \lg t, \qquad (2)$$

где $f_{t\,min}$ — коэффициент трения покоя при $t = 2$ *сек*; K_t — коэффициент, зависящий от материалов пары трения и сорта масла (см. табл. 30, гл. IX).

При работе по чугуну наибольший рост f_t со временем показывают следующие материалы: полиамид 68, цинковый сплав ЦАМ 10-5, гетинакс, текстолит ПТ. Наибольшие значения $f_{t\,min}$ имеют: капрон Б, гетинакс, полиамид 68, текстолит ПТ. Наименьшие значения $f_{t\,min}$ имеют: фторопласт-4, фторопласт-4 с графитом и бронзовая металлокерамика, пропитанная фторопластом-4.

Для направляющих, как и для подшипников скольжения, зависимость коэффициента трения f_v от характеристики режима работы $\lambda = \frac{\mu v}{\sigma}$ или скорости v (при заданной вязкости масла μ и давлении σ) имеет вид, показанный на рис. 3,*б*.

При переходе от покоя к движению коэффициент трения f обычно уменьшается скачком. При увеличении скорости коэффициент трения уменьшается вначале весьма интенсивно, затем, по мере возрастания скорости, — все более медленно.

При некотором значении скорости $v_{кр}$, называемом критическим, коэффициент трения f_v достигает минимума ($f_v = f_ж$). Величина $v_{кр}$, соответствующая началу области жидкостного трения, зависит от материала и размеров направляющих, точности и чистоты контактирующих поверхностей, размеров и расположения смазочных канавок или карманов, вязкости масла, давления и т. д. При заданных μ и σ критической скорости $v_{кр}$ соответствует критическая характеристика режима работы $\lambda_{кр} = \frac{\mu v_{кр}}{\sigma}$. Чем совершеннее направляющие и система их смазки, тем меньше величина $\lambda_{кр}$.

При заданной характеристике режима работы λ условия работы направляющих можно охарактеризовать отношением $\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$, показывающим, насколько заданный режим работы близок к критическому, соответствующему условиям жидкостного трения.

Уменьшение f_v с возрастанием λ (или v) связано с ростом гидродинамической подъемной силы. Для возможности возникновения этой силы (при неизменной вязкости и плотности масла на контактирующих поверхностях) необходимо, чтобы толщина масляного слоя изменялась по длине опоры. Экспериментально доказано, что

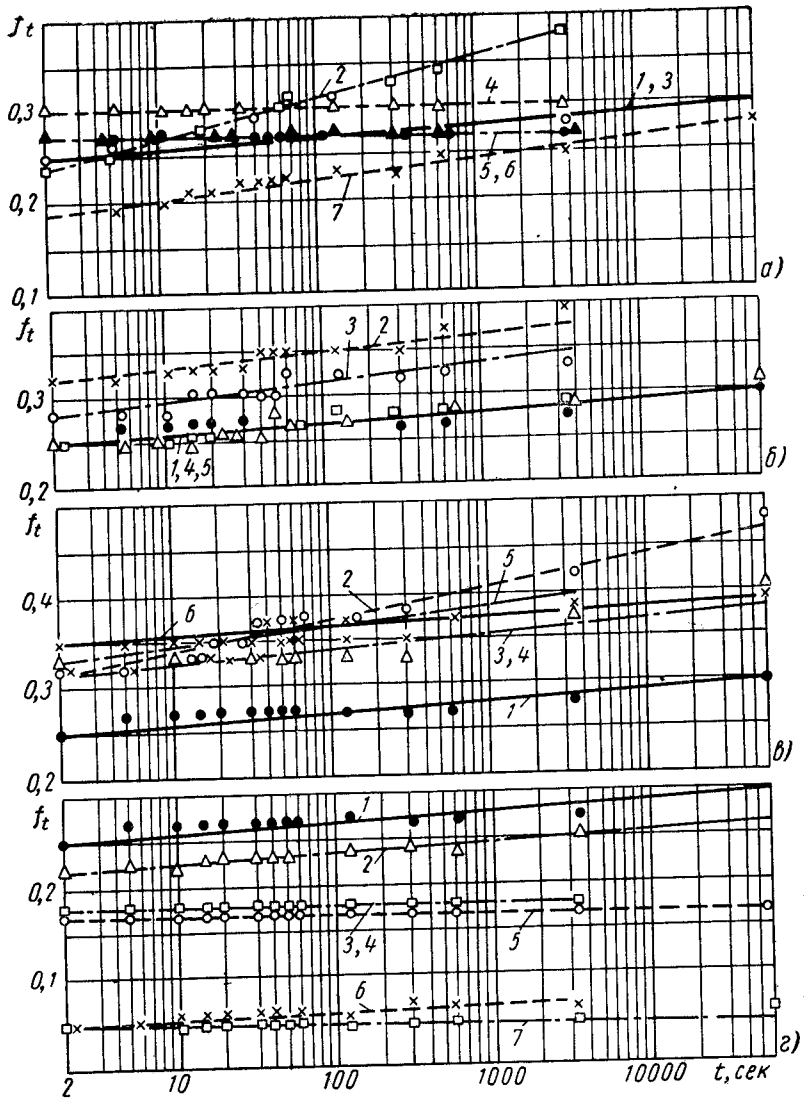


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения покоя f_t от продолжительности неподвижного контакта t для различных групп материалов (трение по чугуну, масло — индустриальное 45, давление — 2 *кГ/см²*):

а — для металлов (*1* — чугун СЧ 21-40; *2* — баббит СОС 6-6; *3* — бронза Бр. ОЦС 6-6-3; *4* — сталь 45 (закаленная до *HRC* 50); *5* — алюминиевый сплав АСМ; *6* — чугун СЧ 21-40 (закаленный до *HRC* 45); *7* — цинковый сплав ЦАМ 10-5); *б* — для металлокерамических материалов (*1* — чугун СЧ 21-40; *2* — железо-графит; *3* — железная металлокерамика; *4*, *5* — соответственно оловянистая и свинцовистая металлокерамическая бронза); *в* — для пластмасс (*1* — чугун СЧ 21-40; *2* — полиамид 68; *3* — винипласт; *4* — текстолит ПТ; *5* — гетинакс; *6* — текстолит металлургический Б); *г* — для графитированных материалов и фторопластов (*1* — чугун СЧ 21-40; *2* — совмещенный фторопласт 4Э; *3* — графитированный материал Д, пропитанный смолой; *4* — графитированный материал Е, пропитанный смолой; *5* — графитированный материал Д, пропитанный свинцом; *6* — бронзовая металлокерамика, пропитанная фторопластом-4; *7* — фторопласт-4 с графитом)

Таблица 4

Коэффициенты трения покоя и движения

Испытания на стенде ЭНИМСа И-32: трение материала по чугуну СЧ 21-40; смазка — масло индустриальное 45, давление — 2 *кГ/см²* [66]

Материал образцов	Коэффициенты трения													
	покоя				движения									
	при времени неподвижного контакта				при скорости скольжения в *мм/мин*									
	2 *сек*	10 *мин*	1 *ч*	16 *ч*	0,8	5	20	110	360	530	720	1200
Чугун СЧ 21-40, *HB* 180	0,27	0,27	0,28	0,30	0,22	0,18	0,18	0,17	0,12	0,08	0,05	0,03
Чугун СЧ 21-40, *HRC* 45	0,27	0,27	0,28	—	0,23	0,18	0,17	0,13	0,10	0,08	0,05	0,02
Сталь 45, *HRC* 50	0,30	0,30	0,32	—	0,28	0,25	0,22	0,18	0,15	0,10	0,08	0,05
Бронза Бр. ОЦС 6-6-3	—	—	—	—	0,22	0,20	0,18	0,17	0,12	0,10	0,07	0,03
Цинковый сплав ЦАМ 10-5	0,19	—	0,25	—	0,15	0,14	0,12	0,11	0,07	0,04	0,03	0,02
Баббит СОС 6-6	0,24	0,34	0,38	—	0,21	0,19	0,17	0,15	0,10	0,08	0,05	0,02
Свинцовистая металлокерамическая бронза	0,25	0,25	0,29	0,31	0,20	0,17	0,14	0,10	0,08	0,07	0,05	0,01
Текстолит металлургический Б	0,35	0,38	0,38	0,38	0,30	0,25	0,23	0,23	0,18	0,17	0,17	0,15
Текстолит ПТ	0,33	0,35	0,37	0,40	0,27	0,22	0,20	0,18	0,13	0,12	0,10	0,07
Гетинакс	0,33	0,38	0,40	—	0,27	0,23	0,20	0,17	0,15	0,13	0,12	0,07
Винипласт	0,32	0,37	0,38	0,40	0,27	0,22	0,18	0,13	0,10	0,08	0,07	0,03
Полиамид 68	0,32	0,38	0,42	0,48	0,25	0,22	0,20	0,15	0,12	0,10	0,08	0,05
Капрон Б	0,33	—	—	—	0,28	0,23	0,20	0,17	0,13	0,12	0,10	0,07
Графитированный материал марки Д, пропитанный свинцом	0,17	0,17	0,17	0,17	0,15	0,15	0,15	0,15	0,12	0,10	0,10	0,08
Фторопласт-4 с графитом	0,05	0,05	0,05	0,06	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05
Фторопласт-4	0,05	0,05	0,07	0,10	0,04	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04
Бронзовая металлокерамика, пропитанная фторопластом-4	0,05	0,07	0,07	—	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Бронза Бр. ОФ10-1*	0,18	0,20	—	—	0,18	—	0,16	0,11	0,02	—	—	—
Бронза Бр. АМц 9-2*	0,19	0,20	—	—	0,18	—	0,16	0,14	0,06	—	—	—
Латунь Л62*	0,27	0,28	—	—	0,24	—	0,22	0,16	0,04	—	—	—
Латунь Л68*	0,20	0,21	—	—	0,20	—	0,18	0,15	0,06	—	—	—
Хромированный чугун*	0,20	0,21	—	—	0,19	—	0,18	—	—	—	—	—

* Характеристики трения определялись на стенде ЭНИМС ЛОН-23 при трении по плоской круговой направляющей из чугуна СЧ 21-40 трех плоских самоустанавливающихся образцов — дисков площадью 6 *см²* каждый. Условия испытаний такие же, как на стенде ЭНИМС И-32, однако образцы-диски подвергались шабрению с меньшей глубиной (1,5—2 *мк*).

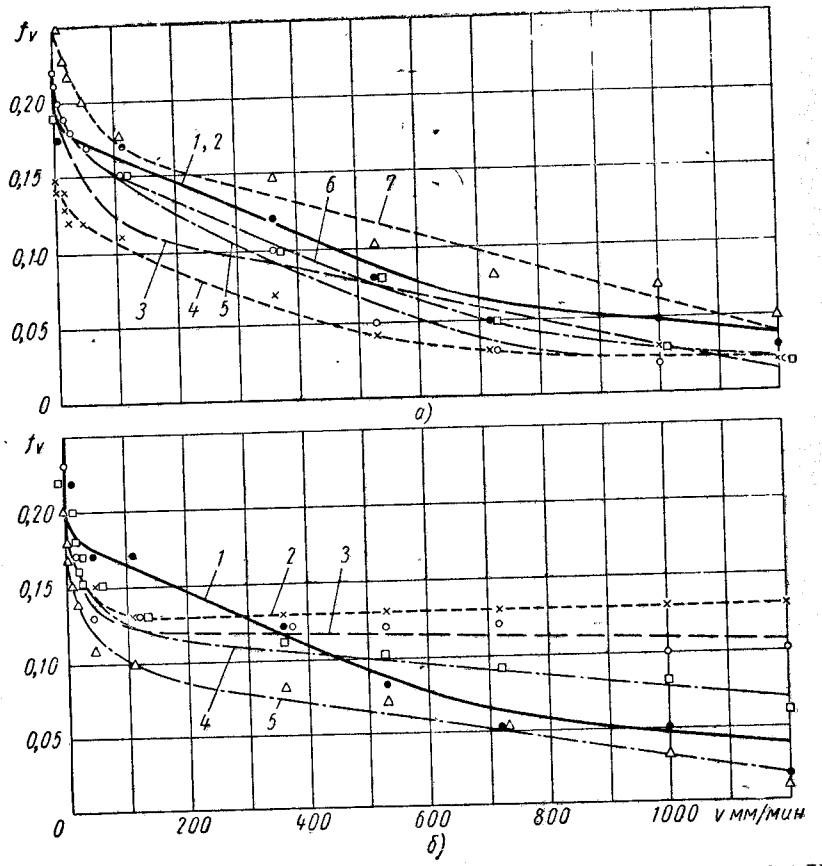


Рис. 5. Зависимость коэффициента трения f_v от скорости скольжения v для различных групп материалов (трение по чугуну, масло индустриальное 45, давление — 2 $кГ/см^2$):

а — для металлов (*1* — чугун СЧ 21-40; *2* — бронза Бр. ОЦС 6-6-3; *3* — чугун (закален ный до *HRC* 45); *4* — цинковый сплав ЦАМ 10-5; *5* — алюминиевый сплав АСМ; *6* — баббит СОС 6-6; *7* — сталь 45 (закаленная до *HRC* 50); *б* — для металлокерамических материалов (*1* — чугун СЧ 21-40; *2* — железо-графит; *3* — железная металлокерамика; *4* — оловянистая металлокерамическая бронза; *5* — свинцовистая металлокерамическая бронза); *в* — для пластмасс (*1* — чугун СЧ 21-40, *2* — гетинакс; *3* — текстолит ПТ; *4* — полиамид 68, *5* — винипласт; *6* — текстолит металлургический Б); *г* — для графитированных материалов и фторопластов: (*1* — чугун СЧ 21-40; *2* — графитированный материал Д, пропитанный свинцом; *3* — графитированный материал Д, пропитанный смолой; *4* — графитированный материал Е, пропитанный смолой; *5* — совмещенный фторопласт 4Э; *6* — фторопласт-4 с графитом; *7* — бронзовая металлокерамика, пропитанная фторопластом-4)

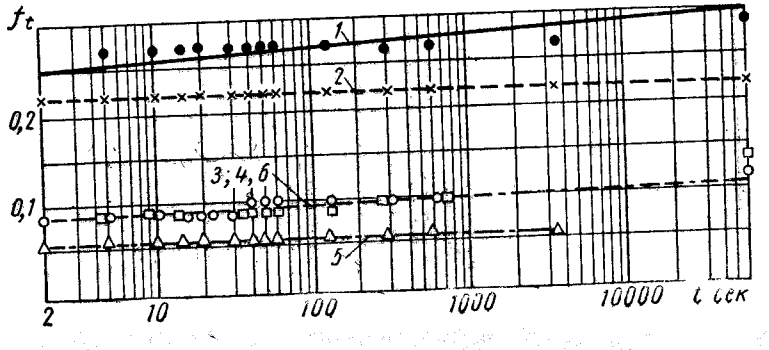
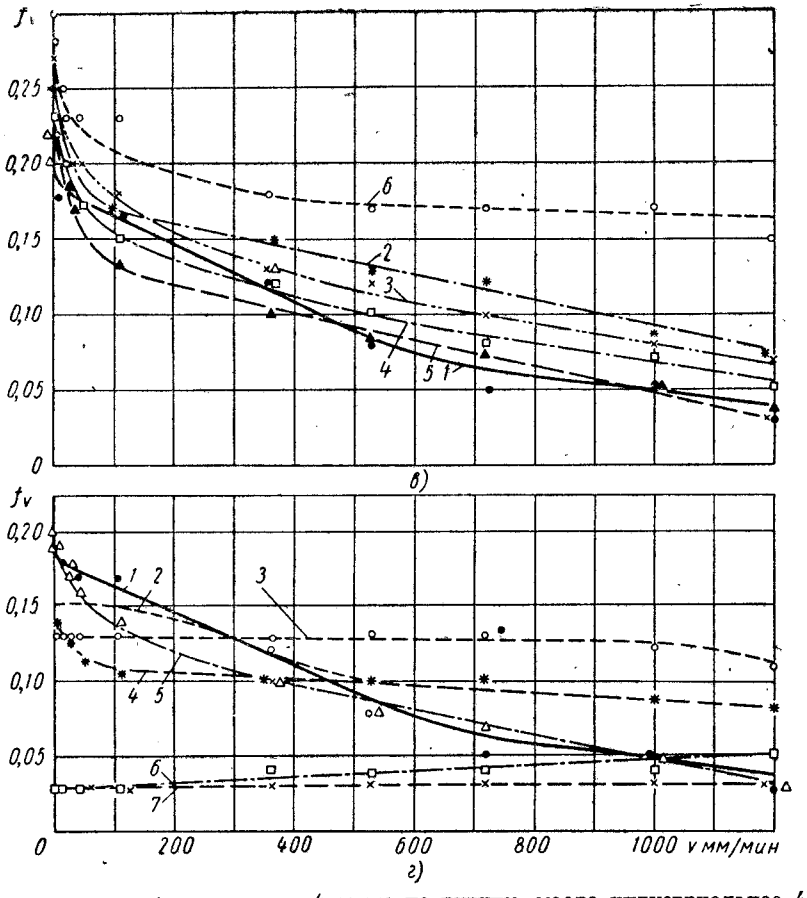


Рис. 6. Зависимость коэффициента трения покоя f_t от продолжительности неподвижного контакта t для различных масел (пара трения: чугун — чугун, давление — $2 кГ/см^2$):

1 — масло индустриальное 45; *2* — индустриальное 45 с 10% хлорпарафина; *3* — индустриальное 45 с 3% олеиновой кислоты; *4* — консистентная смазка АМС-3; *5* — индустриальное 20 с 10% АМС-3; *6* — масло ВНИИ НП-401



основной причиной создания гидродинамического давления в направляющих прямолинейного движения является общий небольшой поворот стола (или суппорта и т. п.), создающий масляный клин между поверхностями трения [58]. Все мероприятия, способствующие повышению относительного значения гидродинамической подъемной силы в направляющих, работающих в области смешанного трения, улучшают условия работы поверхностей

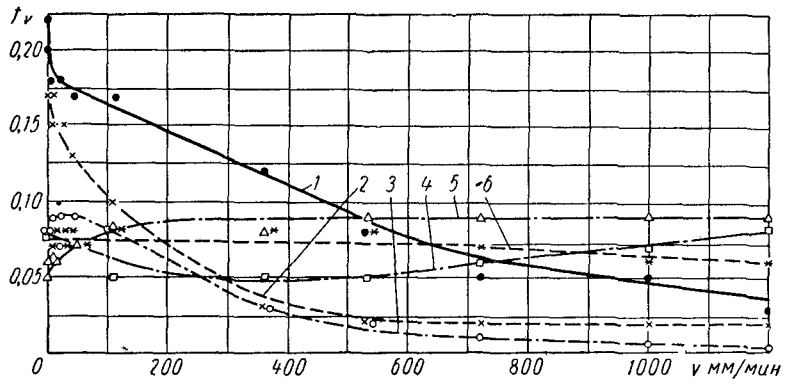


Рис. 7. Зависимость коэффициента трения f_v от скорости скольжения v для различных масел (пара трения: чугун — чугун, давление — 2 *кГ/см²*):

(*1* — масло индустриальное 45; *2* — индустриальное 45 с 10% хлорпарафина; *3* — индустриальное 45 с 3% олеиновой кислоты; *4* — консистентная смазка АМС-3; *5* — индустриальное 20 с 10% АМС-3; *6* — масло ВНИИ НП-401)

трения вследствие снижения силы трения и уменьшения интенсивности изнашивания.

Экспериментальное исследование характеристик трения для различных пар трения и масел (рис. 4—7) производилось в ЭНИМСе на стенде (рис. 8) [66].

Характеристики трения для направляющих с различными смазочными канавками, скосами и т. п. были получены на стенде ЛОН-22 (рис. 9). Суппорт *1* перемещается по плоским направляющим станины *2* посредством ходового винта *3*. К суппорту *1* прикреплена длинная каретка *4* с двумя плоскими направляющими. Верхняя неподвижная каретка *5* удерживается от продольного перемещения динамометром *6*, служащим для измерения силы трения. Нагрузка создается динамометром и рычагом, передающим усилие на подшипник *7* и далее на четыре точки верхней каретки, расположенные над направляющими. Микромеры *8*, укрепленные на стойках, служат для измерения всплывания каретки *5*. Опыты производились с направляющими из чугуна СЧ 21-40, имевшими шабреные поверхности.

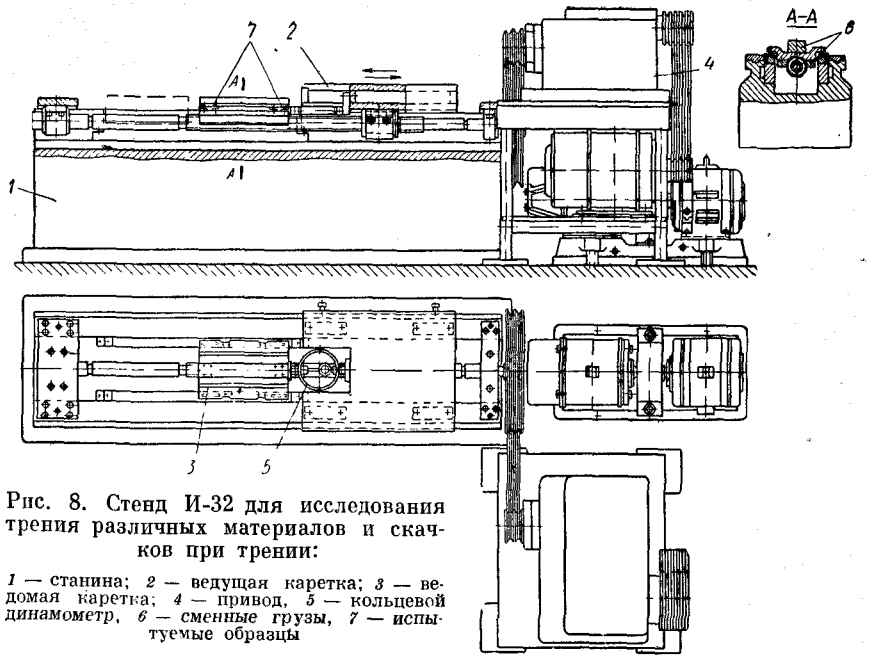


Рис. 8. Стенд И-32 для исследования трения различных материалов и скачков при трении:

1 — станина; *2* — ведущая каретка; *3* — ведомая каретка; *4* — привод, *5* — кольцевой динамометр, *6* — сменные грузы, *7* — испытуемые образцы

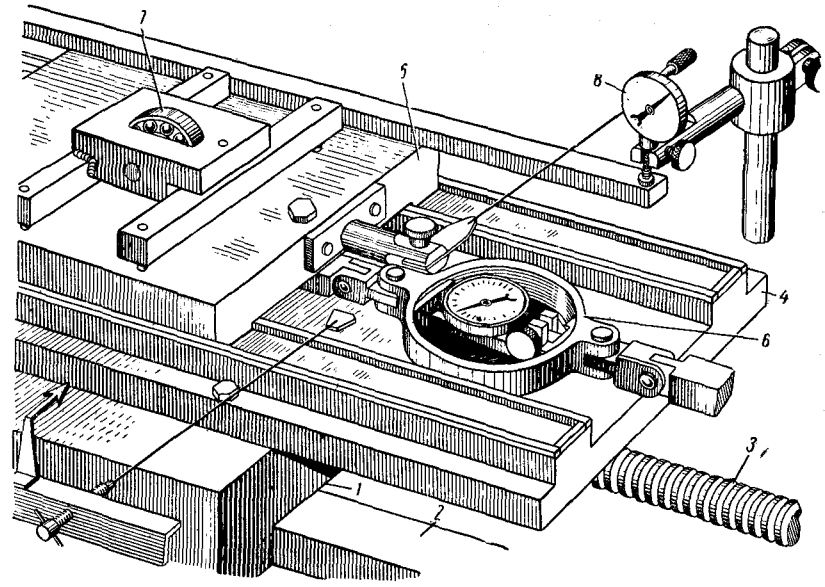


Рис. 9. Стенд ЛОН-22 для исследования трения в направляющих

Рассмотрение кривых $f_v - v$ и $f_v - \frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$ позволяет оценить влияние различных факторов на трение в направляющих.

Давление σ при малых скоростях ($v < 30$ *мм/мин*) почти не влияет на коэффициент трения f_v (рис. 10). В остальной области смешанного трения величина f_v повышается с увеличением σ вследствие ухудшения при этом условий образования гидродинамического давления. В области жидкостного трения ($v > v_{кр}$) величина f_v уменьшается с повышением σ, что объясняется независимостью силы жидкостного трения от нормального давления

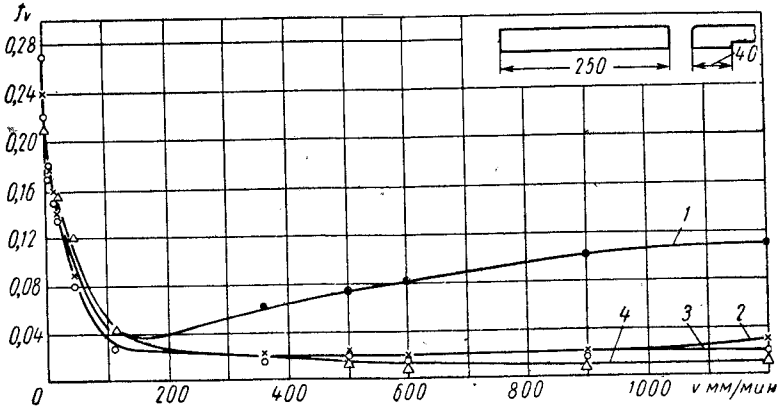


Рис. 10. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения при различных давлениях σ в *кГ/см²* (масло — автотракторное АК-15):
1 — σ = 0,1; *2* — σ = 0,5; *3* — σ = 1,0; *4* — σ = 2,0

(при заданной толщине масляного слоя). При прочих равных условиях меньшему давлению соответствует меньшая критическая скорость $v_{кр}$.

Вязкость масла μ при весьма малых скоростях почти не влияет на коэффициент трения f_v. С увеличением скорости влияние вязкости резко возрастает. Чем больше вязкость, тем интенсивнее уменьшается коэффициент трения с увеличением скорости и тем меньше значение $v_{кр}$ (рис. 11). Важно отметить, что при более благоприятных условиях создания гидродинамического давления (отсутствие перерывов контактирующих поверхностей, хорошая самоустанавливаемость и т. д.) положительное влияние вязкости масла проявляется сильнее.

Ширина направляющих сильно влияет на условия бокового истечения смазки; с уменьшением ширины ухудшаются условия создания гидродинамического давления и повышается $v_{кр}$ и $\lambda_{кр}$.

Продольные смазочные канавки (рис. 12) резко ухудшают гидродинамическую несущую способность направляющих. Продольная

канавка разделяет опорную поверхность на две части, у каждой из которых (при симметричном расположении канавки) отношение длины L к ширине B примерно в 2 раза больше, чем у всей поверхности. Несущая способность обеих частей значительно ниже, чем

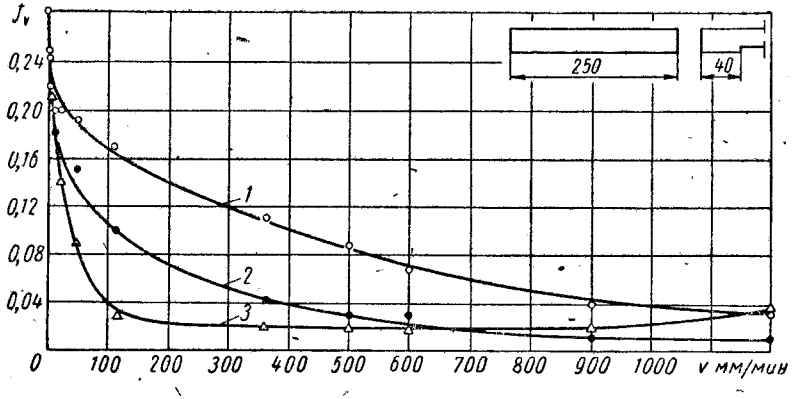


Рис. 11. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения при различной вязкости масла (σ = 0,5 *кГ/см²*):
1 — индустриальное 12 (μ_{20} = 42 *спз*); *2* — индустриальное 45 (μ_{20} = 210 *спз*); *3* — автотракторное АК-15 (μ_{20} = 750 *спз*)

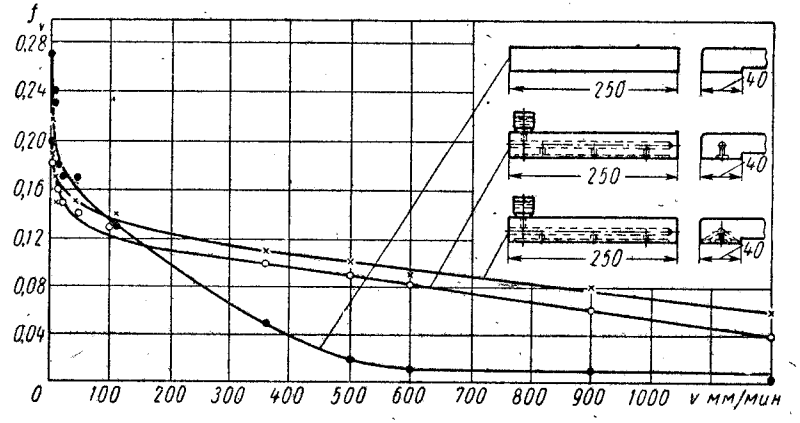


Рис. 12. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения при различном количестве продольных канавок (σ = 1,0 *кГ/см²*; масло — индустриальное 45)

всей поверхности, не разделенной канавкой, так как чем больше отношение $\frac{L}{B}$, тем значительнее боковое истечение.

Поперечные смазочные канавки (рис. 13) оказывают двоякое влияние на гидродинамическую несущую способность. Каждая поперечная канавка разбивает опорную поверхность на две части,

что вызывает: разрыв эпюры гидродинамического давления в продольном сечении и уменьшение отношения $\frac{L}{B}$ для каждой части направляющих. Первый фактор действует в направлении уменьшения несущей способности, второй — в направлении ее повышения. Расчет оптимального числа канавок, а также конструктивные рекомендации, вытекающие из приведенного выше анализа, даны в гл. IX.

Клинообразующие скосы не дают существенного преимущества в несущей способности направляющих при скоростях подач. Это следует из сравнения величин коэффициентов трения и критических скоростей (две нижние кривые, рис. 14). Эффективность действия скосов снижается с уменьшением ширины направляющих.

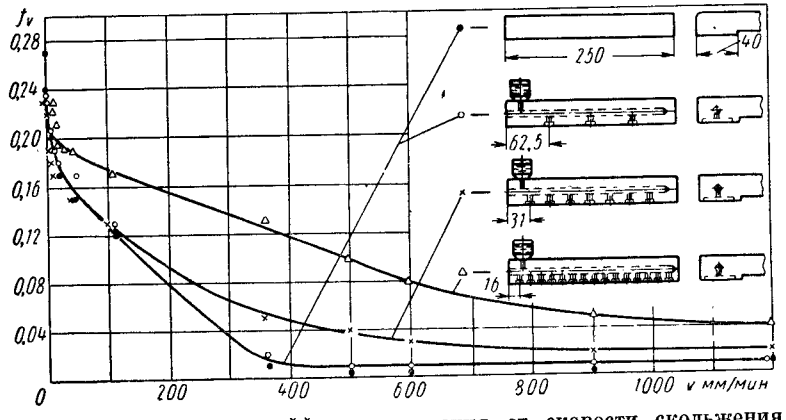


Рис. 13. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения при различном количестве поперечных канавок ($\sigma = 0{,}5$ *кГ/см²*; масло — индустриальное 45)

При неблагоприятных условиях — весьма низкой скорости, высокой нагрузке, малой вязкости масла — наличие скосов может даже ухудшить условия работы направляющих. Ввиду изложенного клинооообразующие скосы для направляющих подач применять не следует. Их целесообразно применять для направляющих главного движения и для направляющих, используемых как для главного движения, так и для движения подач (продольно-строгально-фрезерные станки). Применение скосов допустимо в отдельных случаях и для направляющих с «гидроразгрузкой», когда скосы одновременно являются масляными разгрузочными карманами.

Углубления, прерывающие поверхность направляющих, резко ухудшают условия создания гидродинамического давления. При весьма низких скоростях, когда роль гидродинамических явлений невелика, влияние углублений мало. С возрастанием скорости усиливается их неблагоприятное влияние, сказывающееся в повы-

шении коэффициента трения и критической скорости (см. рис. 14). Это косвенно свидетельствует о том, что уже при скоростях 30—50 *мм/мин* и выше основную роль в создании гидродинамического давления играют не микроклинья, образованные неровностями поверхностей трения, а общий масляный клин, связанный с наклоном одной из поверхностей трения. В противном случае сравнение кривых $f_v - v$ для гладкого и ступенчатого образцов направляющих при одинаковом давлении должно было показать, что ступенчатый образец имеет такую же или даже бо́льшую (за счет лучшей приработки) гидродинамическую несущую способность. Однако эксперименты показывают обратное (рис. 14); для

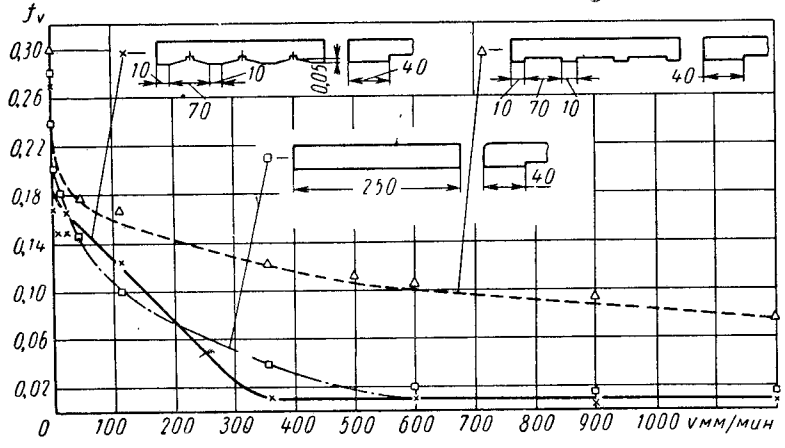


Рис. 14. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения для кареток различной формы (нагрузка $P = 100$ *кГ*; масло — индустриальное 45)

гладкого образца $v_{кр} = 900$ *мм/мин*, для ступенчатого образца критическая скорость около 1500 *мм/мин*.

Метод обработки и шероховатость поверхности направляющих при весьма малых скоростях ($v < 30 \div 50$ *мм/мин*) слабо влияют на коэффициент трения. С повышением скорости увеличивается благоприятное влияние чистоты поверхности. Так, например, были получены на стенде следующие значения критической скорости $v_{кр}$ для направляющих, обработанных разными методами и работавших в паре с нижними шаброванными (8-й класс чистоты) направляющими при $\sigma = 0{,}5$ *кГ/см²* и смазке маслом индустриальное 45: 1) шлифованные торцом круга (▽7) — $v_{кр} > 1200$ *мм/мин*; 2) шаброванные (▽8) — $v_{кр} = 700 \div 900$ *мм/мин*; 3) шлифованные периферией круга (▽9) — $v_{кр} = 300 \div 500$ *мм/мин*; 4) взаимно притертые (▽9) — $v_{кр} = 300 \div 500$ *мм/мин*. Эти данные подтверждают целесообразность перехода от шлифования направляющих торцом круга к шлифованию периферией круга.

Основная причина создания гидродинамического давления — общий наклон каретки при движении. Это подтверждается результатами экспериментов (рис. 15), в которых одновременно измерялись коэффициент трения и вертикальные перемещения обоих концов каретки при различном расположении нагрузки. Изменение положения нагрузки по длине каретки мало влияет на характер зависимости $f_v - v$. Во всех опытах четко зарегистрирован поворот каретки, увеличивающийся с повышением скорости. Передняя кромка каретки поднимается всегда выше задней. Особенно убедителен опыт, производившийся при самом неблагоприятном расположении нагрузки (рис. 15,*а*). Уже при скорости $v = 45$ *мм/мин* правая кромка поднималась на бо́льшую величину,

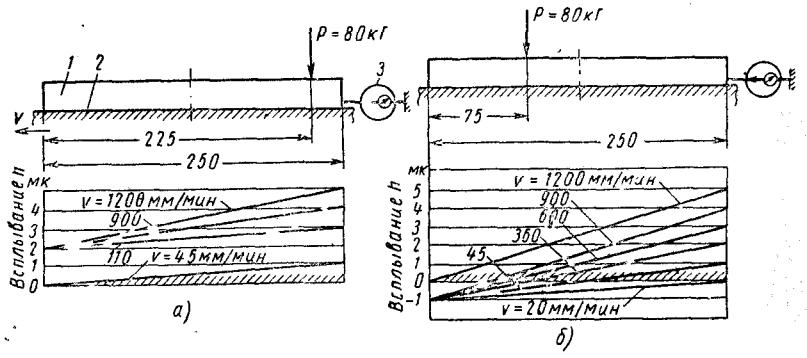


Рис. 15. Величина всплывания h каретки при различном положении нагрузки P:

1 — каретка неподвижная; *2* — нижняя каретка, перемещающаяся со скоростью v; *3* — динамометр для измерения силы трения (*а* — неблагоприятное расположение нагрузки; *б* — благоприятное расположение нагрузки)

чем левая. Далее наклон каретки увеличивался с повышением скорости. При критической скорости порядка 700—900 *мм/мин* фактический наклон каретки близок к оптимальному расчетному, который, как известно, соответствует отношению $\frac{h_2}{h_1} \doteq 2{,}2$ (учет бокового истечения приводит к несколько большему оптимальному отношению $\frac{h_2}{h_1}$, см. главу IX).

При смещении нагрузки от центрального положения в сторону задней кромки каретки необходимость общего наклона каретки вытекает из гидродинамической теории трения; при сужающемся зазоре между движущимися друг относительно друга поверхностями равнодействующая сил гидродинамического давления несколько смещена к задней (выходной) кромке.

Наличие наклона каретки (подъема передней ее кромки относительно задней) при смещении нагрузки к передней кромке; экспериментально установленное в работе [58], по-видимому, объясняется следующим. Любая реальная плоскость трения, как правило, имеет скругления у кромок и небольшие скосы («завалы») на более или менее протяженных участках, прилегающих к кромкам. Это оказывается достаточным для создания гидродинамической силы, способной слегка приподнять переднюю кромку каретки и создать общий наклон поверхности. Интенсивное боковое истечение масла обусловливает меньшую толщину масляного слоя у задней кромки каретки. Из условия равновесия следует, что при $v \geqslant v_{кр}$ равнодействующая сил гидродинамического давления

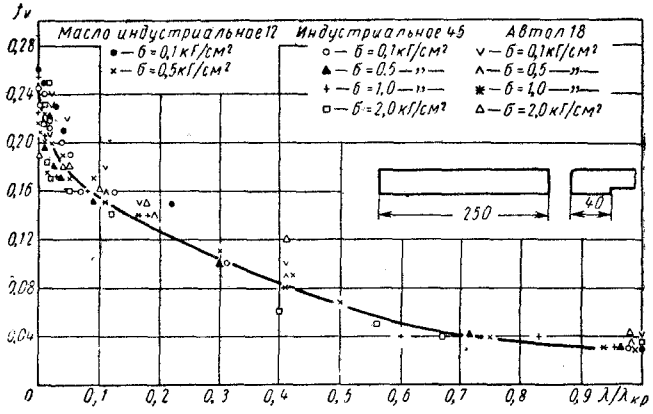


Рис. 16. Зависимость коэффициента трения от относительной характеристики режима работы

должна совпадать с линией действия нагрузки на направляющие (от веса каретки и внешней силы).

Анализ экспериментально полученных кривых, выражающих зависимости $f_v - v$, $f_v - \lambda$ и $f_v - \frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$, показывает, что наиболее универсальным способом обработки и обобщения экспериментальных данных по коэффициенту смешанного трения f_v является выражение его как функции $\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$. Как видно из рис. 16, большое число экспериментов охватывается одной кривой. Это не является случайным и физически объясняется тем, что уменьшение f_v с увеличением $\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$, есть результат возрастания гидродинамической подъемной силы.

Границами кривой $f_v - \frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$ являются: слева $f_{v\min}$, справа $f_{ж}$ (см. рис. 3, *б*). Используя эти условия и принимая на основе экспериментальных данных степенной закон для зависимости $f_v - \frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$,

получим следующую формулу для коэффициента смешанного трения:

$$f_v = f_{v\,\min}\left[1 - \left(\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}\right)^m \left(1 - \frac{f_ж}{f_{v\,\min}}\right)\right]. \qquad (3)$$

Величина $f_{v\,\min}$ коэффициента трения при весьма малой скорости (практически при $v = 0{,}5 \div 1$ *мм/мин*) зависит главным образом от материалов трущихся поверхностей и в небольшой мере от μ и σ. Величина m зависит от факторов, определяющих интенсивность возрастания гидродинамического давления с ростом λ, а именно: от чистоты поверхностей трения, наличия гидростатического давления смазки и т. п. Величина $f_ж$ определяется вязким трением и зависит от $\lambda_{кр}$ и угла наклона каретки.

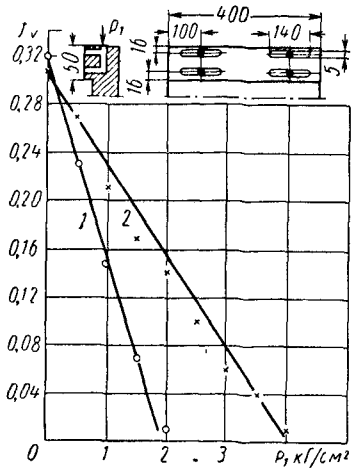


Рис. 17. Зависимость коэффициента трения от давления масла p_1 при различных давлениях σ ($v = 0{,}7$ *мм/мин*, масло — индустриальное 20):
1 — $\sigma = 1$ *кГ/см²*; *2* — $\sigma = 2$ *кГ/см²*

Обработка экспериментальных данных показывает, что для пары трения чугун — чугун можно принять $m = {}^1/_3$. Для других материалов, приведенных в табл. 4, были получены значения m от 0,25 до 0,45. Приближенно можно принять $m = {}^1/_3$ для всех указанных в таблице материалов. Обозначив в формуле (3) $1 - \frac{f_ж}{f_{v\,\min}}$ через K_v, получаем

$$f_v = f_{v\,\min}\left[1 - K_v \sqrt[3]{\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}}\right]. \qquad (4)$$

Значения $f_{v\,\min}$ и K_v приведены в табл. 30 гл. IX.

Гидроразгрузка, т. е. такая система смазки, при которой давление масла используют для частичного восприятия нагрузки, является весьма эффективным способом улучшения характеристик трения. Как показывают эксперименты, коэффициент трения может быть существенно снижен при повышении давления масла, причем это снижение коэффициента не сопровождается ощутимым всплыванием стола и связано только с изменением контактных деформаций [62].

На рис. 17 представлена зависимость коэффициента трения от давления масла p_1. Коэффициент трения в направляющих с гидроразгрузкой, как показали эксперименты

$$f_г = f\left(1 - \frac{P_г}{P}\right), \qquad (5)$$

где f — коэффициент трения при тех же условиях, но без гидроразгрузки (см. табл. 30); $P_г$ — усилие гидроразгрузки в *кГ* (см. гл. IX, стр. 289); P — нагрузка на направляющие в *кГ*.

Формула (5) применима для определения коэффициента трения покоя и движения при малых скоростях (до $v \approx 50$ *мм/мин*). При более высоких скоростях начинает все больше сказываться гидродинамическая подъемная сила, постепенно нивелирующая действие гидроразгрузки (рис. 18).

Механическая разгрузка, при которой часть нагрузки на направляющие воспринимается катками, находящимися под действием пружин, гидроцилиндров и т. п., существенно изменяет

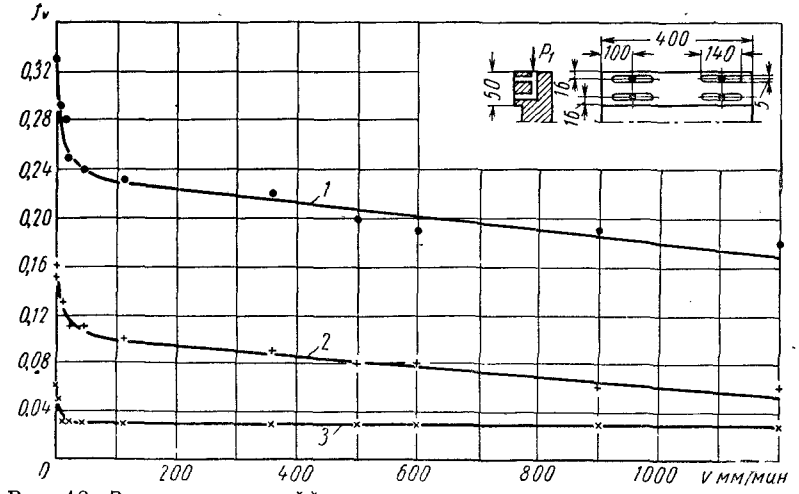


Рис. 18. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения при различных давлениях масла p_1 (масло — индустриальное 20):
1 — $p_1 = 0$; *2* — $p_1 = 1$ *кГ/см²*; *3* — $p_1 = 1{,}5$ *кГ/см²*

характеристики трения. Коэффициент трения в направляющих с механической разгрузкой может быть подсчитан по формуле (5), в которую вместо усилия гидроразгрузки $P_г$ следует подставлять усилия механической разгрузки $P_p = ip_p$, где i — число катков, p_p — сила пружины (или гидроцилиндра), действующая на один каток.

Трением качения катков по направляющим и трением в опорах катков при скоростях подач можно пренебречь. Однако при использовании механической разгрузки для направляющих главного движения скоростные потери на трение (не зависящие от нагрузки) в опорах катков могут настолько возрасти, что выигрыш от снижения трения в направляющих сведется практически к нулю. Примером этого может служить неудачная попытка ввести ролики для разгрузки направляющих планшайбы тяжелого карусельного станка с наибольшим диаметром обработки 10 *м*.

ЖИДКОСТНОЕ ТРЕНИЕ

Гидродинамическое трение. Гидродинамическая подъемная сила возникает и существенно влияет на процесс трения в направляющих даже при весьма малых скоростях скольжения, уменьшая величину силы трения (см. падающую ветвь кривой на рис. 3, *б*). Однако в направляющих подачи чисто жидкостного трения в сколько-нибудь значительной части диапазона скоростей достичь не удается.

В направляющих главного движения, работающих с максимальными скоростями примерно 1,5—10 *м/сек* (строгальные и карусельные станки), можно обеспечить жидкостное трение в значительной части диапазона скоростей. Условия создания жидкостного трения при скоростях главного движения значительно улучшаются при выполнении на направляющих клинообразующих скосов [56].

По закону Ньютона для силы вязкого трения коэффициент трения

$$f = \frac{c}{h}\frac{\mu v}{\sigma}. \qquad (6)$$

Но так как толщина масляного слоя h пропорциональна характеристике режима работы $\frac{\mu v}{\sigma}$ в степени 0,5, то

$$f = c_1\sqrt{\frac{\mu v}{\sigma}}. \qquad (7)$$

В формулах (6) и (7) c и c_1 — коэффициенты, зависящие от геометрических параметров гидродинамических направляющих и размерностей входящих в формулы величин. Формула (7) действительна только в области жидкостного трения, т. е. при $v > v_{кр}$.

Существенным недостатком гидродинамических направляющих является невозможность обеспечить условия жидкостного трения в период пуска и останова. Этот недостаток преодолевается применением комбинированной (гидродинамической и гидростатической) системы смазки.

Гидростатическое трение. При гидростатической системе смазки полное разделение сопряженных поверхностей направляющих обеспечивается системой регулирования подачи масла под давлением, причем толщина слоя масла даже при максимальной нагрузке превышает сумму высот микро- и макронеровностей поверхностей.

Сила жидкостного трения для одной опоры (т. е. для одного участка направляющих, содержащего масляный карман)

$$T \approx \frac{1}{10^6 \cdot 60}\mu(F - F_к)\frac{v}{h}, \qquad (8)$$

где F — площадь опоры в $см^2$ (см. рис. 149); $F_к$ — площадь углубленной поверхности (т. е. площадь канавок, образующих карман,

или площадь кармана, выполненного в виде сплошного углубления), в $см^2$; v — скорость движения узла (стола и т. п.) в *м/мин*; h — минимальная расчетная толщина масляного слоя в *см*; μ — вязкость масла в *спз*.

Скорость масла, прокачиваемого через щель, практически не влияет на силу трения T (определяющую потребное тяговое усилие), так как масло вытекает из опоры во всех направлениях, и сумма проекций сил трения на направление движения близка к нулю. Поэтому при неподвижном столе на него не действует

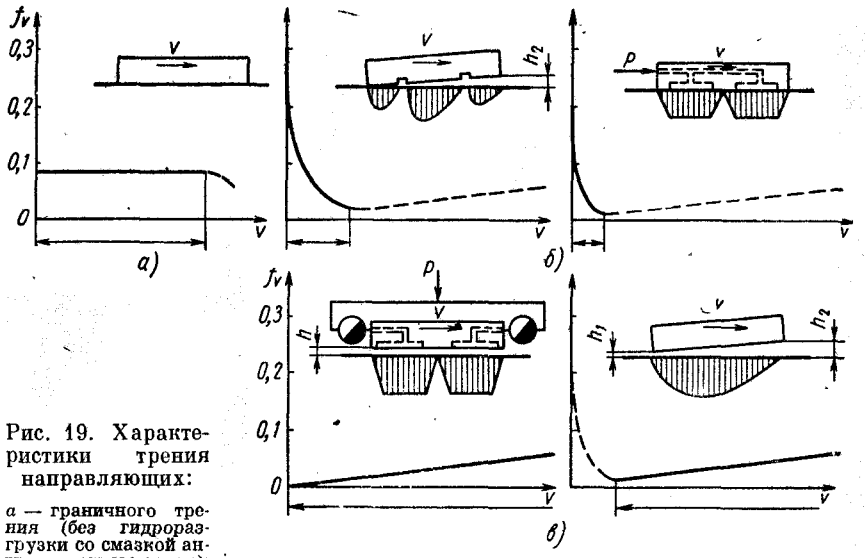


Рис. 19. Характеристики трения направляющих:

а — граничного трения (*без гидроразгрузки со смазкой антискачковым маслом*); *б* — смешанного трения (слева — без гидроразгрузки, справа — с гидроразгрузкой); *в* — жидкостного трения (слева — гидростатические, справа — гидродинамические)

сила трения, препятствующая его перемещению, хотя при этом имеются потери на трение, связанные с прокачиванием масла. Коэффициент трения

$$f = \frac{T}{P} = \frac{T}{F\sigma} = \frac{1}{10^6 \cdot 60h}\left(1 - \frac{F_к}{F}\right)\frac{\mu v}{\sigma}. \qquad (9)$$

Здесь P — нагрузка на перемещающийся узел в *кГ*.

Исключительно благоприятная характеристика трения для гидростатических направляющих связана, во-первых, с малой и практически одинаковой величиной коэффициента трения покоя и при малых скоростях скольжения и, во-вторых, с прямой зависимостью коэффициента трения от скорости, т. е. с наличием вязкого демпфирования.

На рис. 19 схематически представлены характеристики трения и эпюры давления для направляющих различных типов.

Глава III. ИЗНОС НАПРАВЛЯЮЩИХ

Сохранение точности металлорежущих станков в значительной мере зависит от интенсивности изнашивания направляющих. В тяжелых станках трудоемкость ремонта направляющих доходит до 40—50% трудоемкости капитального ремонта станка. Повышение долговечности направляющих отстает от роста производительности станков. Скорость изнашивания незакаленных направляющих станины токарных станков за последние 60—90 лет увеличилась в 4—5 раз. Повышение долговечности направляющих особенно актуально в связи с интенсификацией использования станков и все возрастающими требованиями к точности обработки.

Направляющие прямолинейного движения подвержены значительному износу вследствие: а) невозможности полной изоляции от попадания отходов обработки — металлической стружки, песка, абразива, окалины; б) несовершенной смазки; в) отсутствия условий для гидродинамического трения ввиду медленных перемещений (направляющие подачи), а также частых остановок и реверсирования движения. При работе направляющих прямолинейного движения в станках ряда типов начальная точность контакта в процессе эксплуатации снижается из-за неравномерного износа по длине, деформаций и т. д.; это вызывает изменение условий изнашивания, вследствие чего не происходит полной приработки и интенсивность изнашивания не падает.

ВИДЫ ИЗНАШИВАНИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Основными видами изнашивания направляющих скольжения металлорежущих станков являются: 1) абразивное изнашивание; 2) схватывание; 3) изнашивание в условиях чистой смазки и отсутствия схватывания (условное объединяющее наименование нескольких видов изнашивания).

Вид изнашивания направляющих определяется на основе анализа условий работы, изучения характера разрушения поверхности и наблюдения за закономерностями процесса изнашивания [104]. В комплекс условий работы направляющих, определяющий вид изнашивания, входят давление, скорость скольжения, температура поверхностей трения, наличие загрязнения направляющих отходами обработки, смазка, размеры направляющих. У разных видов изнашивания может быть одинаковый характер разрушения. Например, отделяющиеся при разных видах изнашивания частицы металла одной детали, попадая между поверхностями сопряженных деталей, царапают и разрушают их, создавая одинаковые внешние признаки повреждения.

На разных участках направляющих одного движения данного станка могут иметь место несколько видов изнашивания. Практически важно установить основной вид изнашивания, определяющий интенсивность процесса, что позволит правильно выбрать пути повышения долговечности направляющих.

Абразивное изнашивание наблюдается в основном при загрязнении направляющих или масла твердыми частицами (отходами обработки). Абразивное изнашивание — результат режущего, царапающего или иного действия твердых частиц, шаржирующих сопряженные направляющие либо перемещающихся между ними. К этому же виду изнашивания относится режущее или царапающее действие твердых структурных элементов или шероховатой более твердой поверхности сопряженной направляющей [104]. Абразивное изнашивание — наиболее распространенный вид изнашивания направляющих — отличается высокой интенсивностью.

В период приработки на направляющих станины, например, токарного станка с парой трения чугун — чугун [1] (незакаленные) происходит истирание и сглаживание обработочных неровностей; одновременно вследствие попадания извне загрязняющих элементов образуются продольные риски. Постепенно, обычно до исчезновения следов обработки, появляются отдельные более крупные риски — царапины глубиной 15—50 *мк* (иногда более), вырезаемые и выдавливаемые крупными прочными твердыми частицами металла или абразива, попадающими в область трения. Царапины отличаются от задиров внешним видом, имея заглаженный профиль без характерных для задиров рваных очертаний дна и стенок. После окончания приработки устанавливается примерно постоянная шероховатость поверхности ($\nabla 6$ — $\nabla 7$). Изношенные закаленные чугунные и стальные направляющие станин имеют более тонкий микрорельеф — $\nabla 7$, риски и царапины значительно меньшего сечения.

Особенностями абразивного изнашивания пар трения пластмасса — чугун в направляющих являются: а) изнашивание сравнительно мягкой пластмассы шероховатой твердой металлической направляющей (воздействие подобно напильнику)[2] и б) неравномерность износа элементов пары в поперечном сечении [44].

Отдельные участки пластмассы со временем шаржируются твердыми частицами; изнашиваясь при этом меньше, эти участки постепенно приобретают выпуклую форму и внедряются в чугунную направляющую станков, вырезая заглаженную канавку. На изношенных направляющих станины, например, тяжелых токарных и расточных станков глубина канавок достигает нескольких десятых миллиметра, ширина — нескольких миллиметров.

При загрязнении направляющих отходами обработки интенсивность изнашивания резко увеличивается; трение также увеличи-

[1] Обозначение материалов элементов пары трения для направляющих прямолинейного движения: материал направляющих меньшей длины (в большинстве случаев — направляющих перемещаемого узла) — материал направляющих большей длины (неподвижного узла).

[2] Этот процесс характерен и для пар трения цветной сплав — чугун.

вается. Интенсивность изнашивания повышается: с увеличением размеров частиц загрязнения (в пределах, меньших величины зазоров в направляющих); с повышением твердости (см. ниже), прочности и остроты кромок частиц; при недостаточной точности контакта в направляющих. Абразив имеет следующую твердость HV: чугунная пыль 320—692 $кГ/мм^2$; песок люберецкий 645—840 $кГ/мм^2$; электрокорунд 1145—1345 $кГ/мм^2$; окалина стали 45 580—715 $кГ/мм^2$; окалина стали 20Х 675—905 $кГ/мм^2$ [3]. При меньшей, чем у направляющих, твердости частиц или небольшом различии в твердости частицы перекатываются и дробятся, интенсивность износа при этом существенно снижается.

Абразивные частицы, загрязняющие смазку в станках, в порядке возрастания абразивной способности располагаются: стальная и чугунная стружка, окалина, песок, электрокорунд. Значительное повышение износостойкости стальных и чугунных направляющих достигается термической обработкой до твердости, превосходящей твердость абразивных частиц. Закалочные структуры (сорбит, троостит) уступают по твердости песку и окалине, мартенсит превосходит их.

Твердость HV структурных элементов: аустенита 240—350 $кГ/мм^2$; цементита 610—1080 $кГ/мм^2$; феррита 70—265 $кГ/мм^2$; графита 2—4 $кГ/мм^2$; мартенсита 670—1200 $кГ/мм^2$; перлита 140—500 $кГ/мм^2$; сорбита 230—320 $кГ/мм^2$; карбида вольфрама 1430—2470 $кГ/мм^2$; карбида молибдена 2000 $кГ/мм^2$; карбида хрома 1060—1400 $кГ/мм^2$ [73].

С точностью, достаточной для практического использования, можно принимать, что износ U возрастает прямо пропорционально увеличению давления σ (в исследованных пределах до 50 $кГ/см^2$):

$$U = c\sigma.$$

Эта зависимость точна для частного случая абразивного изнашивания — трения по шлифовальной шкурке [105]. При работе пар трения при возвратно-поступательном движении со смазкой, загрязненной отходами обработки, в условиях, имитирующих абразивное изнашивание направляющих, эта зависимость лишь примерно соответствует экспериментальным данным.

Интенсивность абразивного изнашивания направляющих подачи s_U — отношение износа к пути трения s — практически не зависит от скорости скольжения в пределах, соответствующих распространенным в большинстве станков скоростям подачи до 0,8 *м/мин*. При работе с чистой смазкой с увеличением скорости скольжения интенсивность изнашивания направляющих снижается (при отсутствии существенного нагрева направляющих) за счет повышения доли жидкостного трения.

Скорость изнашивания i_U — отношение износа ко времени работы t — в период приработки и установившегося изнашивания обычно резко не отличается. Величина i_U в период установившегося изнашивания может быть даже выше, чем в процессе приработки, вследствие снижения точности контакта в результате неравномерного по длине износа пары трения при возвратно-поступательном движении и увеличения количества загрязняющих элементов, попадающих в область трения.

В период установившегося изнашивания можно принять, что величина износа прямо пропорциональна пути трения s и времени работы t, т. е.

$$s_U = \text{const} \text{ и } i_U = \text{const}.$$

Схватывание в направляющих возникает вследствие адгезии между непосредственно соприкасающимися свежими поверхностями, обнажаемыми при разрыве поверхностных пленок в процессе совместного пластического деформирования контактной зоны и последующего разрушения сцепившихся контактов (мостиков сварки) на некоторой глубине от поверхности в менее прочной зоне. Схватывание проявляется наиболее интенсивно при отсутствии или остром недостатке смазки обычно после изнашивания обработочных штрихов на отдельных сглаженных участках направляющих. Схватывание наблюдается в разных формах в порядке нарастания интенсивности: перенос металла с одной направляющей (например, с латунной) на сопряженную (чугунную); вырывание частиц (пара трения чугун — чугун) с образованием рисок и более крупных повреждений — задиров; заедание направляющих — значительное повреждение поверхностей с резким возрастанием силы трения. Особенностью процесса схватывания в направляющих станков является рассматриваемое ниже инициирующее и интенсифицирующее воздействие внешнего загрязнения направляющих на развитие схватывания.

Задиры — тяжелые аварийные повреждения направляющих — возникают при одновременном лавинообразном схватывании на значительной площади; задиры напоминают пропаханные канавки переменной ширины и глубины с грубыми рваными очертаниями дна и стенок. Глубина задиров на чугунных незакаленных направляющих в большинстве случаев составляет 0,2—0,4 *мм* в станках средних размеров и до 1—2 *мм* и более в тяжелых станках; ширина задиров — более 1 *мм*, в отдельных случаях может измеряться десятками или даже сотнями миллиметров. Задиры сопровождаются другими видами разрушения (усилением абразивного изнашивания и т. д.) и приводят к резкой интенсификации износа направляющих. Задиры возникают обычно в паре трения чугун—чугун (незакаленных) на направляющих движения подачи токарных, револьверных, расточных, фрезерных и других станков, а также на направляющих главного движения — круговых направляющих карусельных станков, направляющих продольно-строгальных и других станков. По результатам эксплуатационных наблюдений около 50% токарных и револьверных станков средних

размеров с незакаленными чугунными направляющими после 1—2 лет двухсменной службы имели задиры на направляющих; при сроке службы свыше 2—3 лет задиры на направляющих появлялись у 75% станков указанных типов.

Схватывание, сопровождаемое образованием задиров, а также интенсивное абразивное изнашивание являются недопустимыми видами разрушения направляющих.

Изнашивание в условиях чистой смазки и отсутствия схватывания включает в себя группу видов изнашивания, для которых характерны усталостные разрушения из-за повторного механического взаимодействия неровностей, изнашивание при хрупком разрушении наклепанного слоя, разрушение пленок окислов и т. д. В отличие от абразивного изнашивания и схватывания при изнашивании в условиях чистой смазки и отсутствия схватывания разрушению подвергаются особо тонкие слои; интенсивность изнашивания направляющих при этом небольшая. Изнашивание протекает наиболее интенсивно в период приработки.

ИЗНОС НАПРАВЛЯЮЩИХ СТАНКОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Токарные и токарно-револьверные станки. Основной вид изнашивания направляющих большинства станков средних размеров — абразивное изнашивание. Приведенные ниже статистические данные получены в результате систематического изучения износа направляющих около 250 отечественных и иностранных станков [47].

В качестве показателей изнашивания направляющих станка в эксплуатации приняты: средняя скорость i_U, средняя интенсивность s_U, а также средняя удельная интенсивность I линейного изнашивания:

$$i_U = \frac{U_{max}}{T_н} \text{ мк/год}, \quad s_U = \frac{U_{max}}{s} \text{ мк/км};$$

$$I = \frac{U_{max}}{\sigma s} \text{ мк} \cdot \text{см}^2/\text{км} \cdot \text{кГ},$$

где U_{max} — максимальный износ по длине наиболее изношенной грани направляющих за рассматриваемый период в *мк*; $T_н$ — приведенный срок службы станка — номинальное время работы станка за вычетом крупных простоев в годах при двухсменной службе; s — путь трения в *км*; σ — давление в кГ/см^2.

Средняя скорость линейного изнашивания i_U незакаленных направляющих станины из серого чугуна СЧ 21-40 или аналогичного по свойствам (салазки из того же чугуна или из чугуна СЧ 15-32) при отсутствии других, кроме войлочных уплотнений, защитных устройств, при ручной смазке, обычном уходе, в условиях индивидуального и мелкосерийного производства при двухсменной службе, составляет в среднем:

а) для токарных станков с максимальным диаметром обрабатываемой поверхности 400—600 *мм* — 35—40 *мк/год* для станков, занятых на чистовой обработке стальных деталей; 50 *мк/год* для станков, используемых на обдирке (частично) и чистовой обработке стальных деталей; 70—90 *мк/год* для станков, выполняющих обдирку и чистовую обработку стальных (80—90%) и чугунных (20—10%) деталей и т. д.;

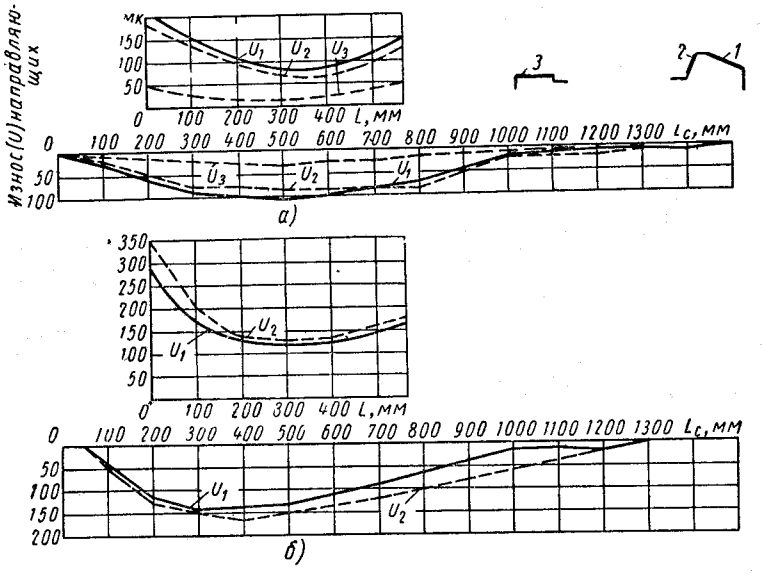


Рис. 20. Распределение износа по длине направляющих *1—3* станины L_c и салазок L токарных станков:

а — станок мод. 1А62, № 489981, время службы станка $T_н$ = 28 мес. двухсменной работы; *б* — станок мод. 1Д62М, зав. № 454200, $T_н$ = 33,5 мес.; вверху справа — форма поперечного сечения направляющих станины под салазки

б) для револьверных станков с максимальным диаметром обрабатываемого прутка 63 *мм* — 25—35 *мк/год* для станков, занятых на чистовой обработке стальных деталей; 50—60 *мк/год* для станков, используемых на обдирке (частично) и чистовой обработке чугунных деталей; 70—90 *мк/год* для станков, занятых на обдирке стальных и чугунных деталей и т. д.

Направляющие токарных станков, занятых только на чистовой обработке деталей, изнашиваются в 1,3—1,6 раза меньше, чем направляющие станков, выполняющих одновременно чистовую обработку и обдирку. При одновременном выполнении обдирки и чистовой обработки на токарных станках переход от обработки стальных деталей к обработке стальных (80%) и чугунных (20%) деталей вызывает увеличение износа направляющих в 1,5—2 раза.

При отличном уходе за направляющими износ их снижается в 1,5—2 раза и более.

Сравнительная износостойкость в эксплуатации ряда материалов, применяемых для направляющих станины токарных и револьверных станков, приведена в табл. 12 гл. V.

Принудительная, от насоса в фартуке, смазка направляющих в сравнении с ручной смазкой повышает износостойкость направляющих токарных станков в среднем в 1,25 раза. Наличие (даже несовершенного по конструкции) щитка для защиты передней

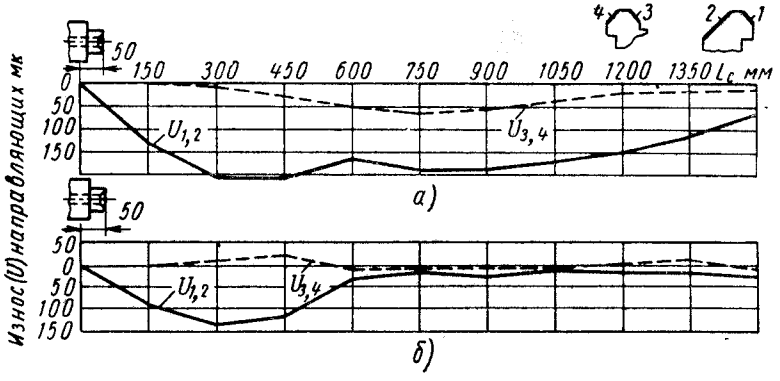


Рис. 21. Распределение износа по длине направляющих станины *1—4* револьверных станков:

а — станок мод. 1А36, № 4721, время службы станка $T_н$ = 70 мес. двухсменной работы; *б* — станок мод. 1А36, № 9687; $T_н$ = 43 мес.; $U_{1,2}$ ($U_{3,4}$) — среднее по граням значение износа передней (задней) треугольной направляющей

направляющей на токарных станках мод. 1А62 и 1Д62М увеличивает долговечность направляющих в среднем в 1,5 раза.

У токарных и револьверных станков, работающих в крупносерийном и массовом производстве, скорость изнашивания направляющих в 2—3 раза выше. Интенсивность изнашивания направляющих станины токарных станков, используемых как специальные для чистового нарезания резьбы на стальных винтах (загрязнение направляющих невелико), составляет $s_U = 1 \div 2$ *мк/км*.

Износ направляющих неравномерен по длине (рис. 20 и 21). Наибольшему износу в соответствии с интенсивным загрязнением и большей нагрузкой подвергается передняя, от рабочего, направляющая. У направляющих салазок концы изнашиваются значительно больше средней части (см. рис. 20); у левого края (ближе к передней бабке) износ больше, чем у правого края. Максимальное значение износа направляющих салазок у этих станков выше соответствующего значения износа направляющих станины в среднем в 2—2,5 раза. Скорость изнашивания i_U направляющих станины токарных станков под заднюю бабку в среднем 10 *мк/год*;

скорость изнашивания сопряженных направляющих подушки задней бабки в 2—2,5 раза выше.

Распределение износа направляющих станины револьверных станков существенно зависит от участия в работе суппортов; на рис. 21, *а* показано, когда у станка работают продольный и поперечный суппорты, а на рис. 21, *б* — в основном поперечный суппорт.

Средняя удельная интенсивность изнашивания I направляющих станины токарных станков с парой трения чугун незакаленный по чугуну назакаленному равна 2,6—3,8 $\frac{мк \cdot см^2}{км \cdot кГ}$; та же величина для станков с парой трения чугун незакаленный по чугуну закаленному имеет порядок 1,4 $\frac{мк \cdot см^2}{км \cdot кГ}$.

Токарно-карусельные станки. Основным видом повреждения круговых направляющих тяжелых карусельных станков с парой трения чугун — чугун является образование интенсивных задиров (по результатам изучения работоспособности опор планшайб около 150 двухстоечных станков). Из числа обследованных длительно работавших станков с парой трения в круговых направляющих чугун — чугун около 67% имели задиры. Основными причинами задиров на круговых направляющих являются; 1) нарушение нормального режима смазки (65% случаев, в том числе 45% из-за повреждения смазочной аппаратуры); 2) нарушение условий контакта в направляющих в связи с деформациями планшайбы и основания.

Наибольшее влияние на направляющие оказывают температурные деформации планшайбы и основания [65]. При нагреве круговых направляющих в процессе работы станка нижняя часть планшайбы (вблизи направляющих) нагревается больше, чем верхняя, планшайба деформируется — ее зеркало приобретает вогнутую форму. Аналогично выпуклостью вверх деформируется основание. В результате давление на внутренней части направляющих (ближе к оси вращения) резко возрастает. Непосредственной причиной задиров (при исправной системе смазки) является потеря несущей способности масляной пленки под действием высокой температуры на площадках контакта при работе одновременно с высокими скоростями скольжения и давлениями; вязкость масла резко снижается, режим трения на отдельных участках изменяется от жидкостного к граничному и работоспособность масляной пленки определяется ее термостойкостью — десорбцией пленки при высокой температуре.

Существенное значение в образовании задиров в станках, не имеющих осевой центральной разгрузки направляющих, имеют упругие деформации планшайб в том же направлении, что и в результате температурных деформаций, возникающие при обработке тяжелых заготовок, диаметр которых значительно меньше, чем

у круговых направляющих. На возникновение деформаций вследствие остаточных напряжений указывает снижение точности контакта в направляющих в процессе эксплуатации при отсутствии износа.

Если нет задиров, износ круговых направляющих при паре трения чугун — чугун обычно незначителен.

Продольно-строгальные и продольно-фрезерные станки. Основной вид повреждения направляющих станины и стола с парой трения чугун — чугун — задиры, вызывающие значительную интенсификацию износа. Задиры возникают при недостатке смазки, появлении высоких местных давлений в направляющих в результате деформаций обычно недостаточно жестких столов и станин, в том числе упругих деформаций стола при неправильном закреплении тяжелых заготовок, попадании стальной стружки под направляющие стола. Попадание стружки значительно увеличивается при потере точности контакта в направляющих (в связи с деформациями столов и станин), при наличии на незащищенных направляющих станины смазочных канавок, открываемых при перемещении стола, а также фасок на концах направляющих стола. Наибольшее количество задиров — на передней части (от рабочего) направляющей; она воспринимает бóльшую нагрузку и интенсивнее загрязняется стружкой.

При отсутствии задиров износ направляющих станины обычно невелик, особенно в сравнении с отклонениями от прямолинейности, возникающими в отдельных случаях вследствие неравномерного оседания фундамента (стр. 131). В станках с накладными направляющими на столе из текстолита или цветных сплавов задиры не образуются, однако износ накладных направляющих при недостаточной защите от загрязнения возрастает.

Агрегатные станки. В табл. 5 приведены значения износа направляющих трех однотипных специальных пятишпиндельных

Таблица 5

Материал заготовки	Растачивание	i_U в мк/год
Чугун	Предварительное	580
	Чистовое	180
Чугун и баббит	Окончательное	160

горизонтально-расточных станков старой конструкции, использовавшихся для последовательной обработки одних и тех же отверстий блока двигателя автомобиля (под коленчатый, распределительный и промежуточный валы, вал привода водяного насоса и динамо). Станки — с прямоугольными чугунными направляющими, твердость направляющих *НВ* 170—185, смазка ручная, защитных устройств нет. Задиры на направляющих наиболее интенсивные на станке для предварительного растачивания; значительный износ направляющих этого станка объясняется не только съемом большего припуска, но и расположением его рядом с барабанно-фрезерными станками, образующими много чугунной пыли. Очень высокая скорость абразивного изнашивания i_U объясняется значительным загрязнением чугунной стружкой.

Координатно-расточные станки. Основным видом изнашивания направляющих является изнашивание в условиях чистой смазки и отсутствия схватывания. В некоторых случаях, при недостаточной защите от внешнего загрязнения, существенную роль играет

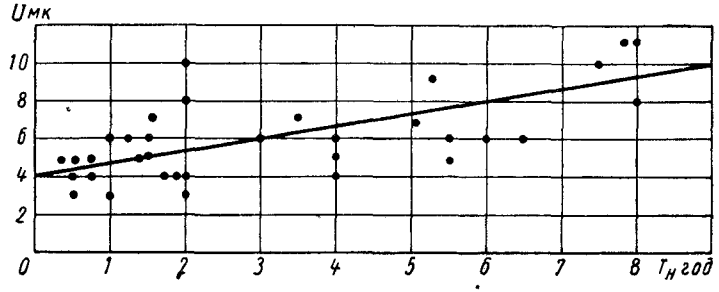


Рис. 22. Зависимость износа направляющих станины координатно-расточного станка от приведенного срока службы в годах двухсменной работы

абразивное изнашивание, например для направляющих поперечины под шпиндельную бабку в станках со столом, имеющим одно перемещение.

На рис. 22 показана точечная диаграмма, характеризующая зависимость максимального износа направляющих станины координатно-расточного станка [1] от приведенного срока его службы (при двухсменной работе), рассматриваемая как случайная функция $U_{max}(T_н)$ [77]. Случайный характер функции обусловлен различием условий эксплуатации и качества изготовления станков. Оценка числовых параметров этой функции характеризует рассматриваемую совокупность — данную модель станка — в различных (типовых) условиях эксплуатации. Обработка, проведенная по методу наименьших квадратов, с учетом линейности математического ожидания (среднего значения) случайной функции в период установившегося изнашивания и кратковременности периода приработки дала следующий результат (прямая на рис. 22):

$$U = 4{,}06 + 0{,}66T_н.$$

[1] Станок со столом (560 × 320 *мм*), имеющим два взаимно перпендикулярных перемещения.

В уравнении: $a = 4{,}06$ *мк* — оценка математического ожидания случайной величины приработочного износа (средняя величина приработочного износа); $b = 0{,}66$ *мк/год* — оценка математического ожидания скорости изнашивания в период установившегося изнашивания. При 90%-ном доверительном интервале: $3{,}42 < a < 4{,}70$ *мк* и $0{,}44 < b < 0{,}88$ *мк/год*, т. е. величина a значимо отличается от 0 и величина b не превышает 0,9 *мк/год*.

Таким образом, в течение начального кратковременного периода, длительностью менее полугода двухсменной работы, направляющие станков рассматриваемой модели изнашиваются на величину, равную износу за последующие 6 лет.

Путем изучения износа в эксплуатации направляющих координатно-расточных станков с разной начальной глубиной шабрения, а также в стендовых испытаниях на образцах было установлено, что величина приработочного износа существенно зависит от глубины шабрения. Направляющие станины и других корпусных деталей координатно-расточных станков, имеющие исходную среднюю глубину шабрения порядка 10 *мк*, изнашиваются в период приработки на 4—5 *мк* (см. рис. 22), а при средней глубине шабрения порядка 4—5 *мк* примерно на 1 *мк*. В последующий период установившегося изнашивания скорость изнашивания направляющих не превышает в среднем 0,7 *мк* за 1 год двухсменной работы и существенно не зависит от начальной глубины шабрения.

Сравнительно небольшие значения скорости изнашивания направляющих в указанных станках в период установившегося изнашивания объясняются главным образом очень малым путем трения салазок и стола по направляющим — в среднем за смену 1,5 *м* (салазки) и 2,2 *м* (стол); при этом 90% пути трения стол проходит при скоростях быстрых перемещений [1]. Соответственно средняя интенсивность изнашивания направляющих станины ($s_U = 0{,}72$ *мк/км*) примерно того же порядка, что и для направляющих станины токарных станков, занятых на чистовом нарезании резьбы (при незначительном загрязнении направляющих). Это определяется главным образом продолжительными, после перемещения, остановками салазок (столов) координатно-расточных станков, в процессе которых масло при проточной системе смазки выдавливается и имеет место трение при недостатке смазки.

Средняя удельная интенсивность изнашивания I направляющих координатно-расточных станков 1,1—1,6 $\frac{мк \cdot см^2}{км \cdot кГ}$.

Износ направляющих в связи с деформацией столов и станин. Из опыта эксплуатации продольно-строгальных станков известно, что во многих случаях их столы значительно деформируются — верхняя плоскость стола с течением времени становится выпуклой

[1] Средний путь трения продольного суппорта токарного станка мод. 1К62 завода «Красный пролетарий» порядка 40 *м* за смену и 70% пути трения суппорт проходит при скоростях быстрых перемещений.

(рис. 23). Стрела прогиба в продольной вертикальной плоскости достигает 0,3—0,8 *мм* и более. Деформации вызываются постепенным наклепом верхней плоскости стола от многочисленных ударов при установке заготовок, падении деталей крепления, а также вследствие смятия при закреплении заготовок. Например, при длине стола 6000 *мм* работают и изнашиваются концы направляющих стола длиной порядка 800—1500 *мм*.

Вследствие деформации стола и забоин на его верхней плоскости точность обработки снижается, и во многих случаях верхнюю плоскость стола после нескольких лет работы строгают (не снимая со станка). После снятия наклепанного слоя ось стола становится прямой и начинает работать средняя по длине часть направляющих стола (рис. 23, *г*). Изменение площади контакта (в процессе наклепа — постепенное, после строгания — резкое) приводит к значительному увеличению фактического давления в направляющих.

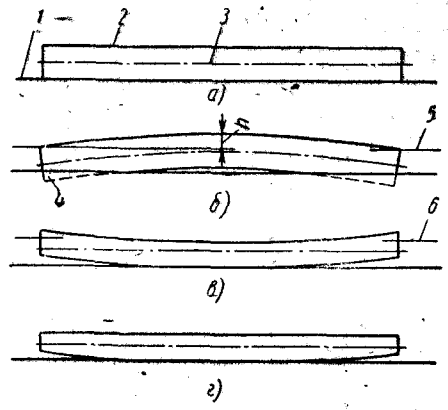


Рис. 23. Схема деформации стола продольно-строгального станка:

а — стол нового станка; *б* — стол, деформировавшийся в результате наклепа его верхней плоскости в процессе эксплуатации; *в* — стол после предварительного строгания его верхней плоскости; *г* — стол после чистового строгания (*1* — направляющие станины; *2* — верхняя плоскость стола; *3* — продольная ось стола; *4* — изношенные концы направляющих стола; *5* — плоскость предварительного строгания; *6* — плоскость чистового строгания; *h* — стрела прогиба)

Ремонт направляющих продольно-строгальных станков ранее на многих заводах выполняли в такой последовательности: восстанавливали направляющие станины; шабрили направляющие стола по направляющим станины и контролировали «по краске» со сдачей ОТК, после чего ремонт считался законченным; последнюю операцию — строгание верхней плоскости стола — выполняли на самом ремонтируемом станке. После строгания зеркала стола деформированный стол выпрямлялся и точность контакта в направляющих нарушалась (потеря точности контакта оставалась обычно незамеченной, так как повторная проверка не производилась).

Деформации стола под влиянием наклепа наблюдаются также в продольно-фрезерных, консольно-фрезерных, расточных и карусельных станках, столы которых недостаточно жестки и имеют большую площадь. Деформации подвергаются также продольные нижние салазки суппорта токарных и револьверных станков в случаях, когда при небрежной эксплуатации на наружной

поверхности крыльев салазок, особенно на передней направляющей, появляются многочисленные забоины; в результате на передней направляющей салазок перестает работать средняя (по длине) часть.

Деформации столов и салазок являются одной из важных причин задиров направляющих. Задирам способствуют: а) резкое изменение контакта в направляющих в результате строгания верхней плоскости стола в процессе эксплуатации либо при ремонте, производимом в указанной выше неправильной последовательности; б) попадание стружки под направляющие стола с его торцов в образующиеся клиновые зазоры (рис. 23, *г*).

Выявление причин деформации столов и салазок в процессе эксплуатации позволяет объяснить ряд известных закономерностей износа направляющих. Например, у некоторых продольно-строгальных и продольно-фрезерных станков изношены только

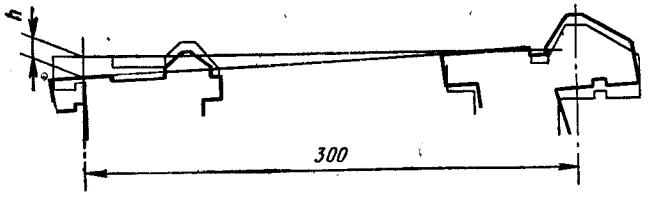


Рис. 24. Деформация станины токарного станка при неправильной установке

концы направляющих стола, а на средней (по длине) части направляющих стола сохранялись следы обработки (рис. 23, *б*); в других станках тех же типов сильно изношенные концы стола не контактируют со станиной, а работает лишь средняя часть (рис. 23, *г*). В некоторых токарных станках при сильном износе концов направляющих салазок в средней части износа практически нет и т. д.

При неправильной установке станков с нежесткими станинами точность контакта в направляющих нарушается, что приводит к резкому возрастанию давления, а следовательно, к увеличению износа направляющих. При установке, например, токарных и револьверных станков без крепления к фундаменту точность снижается, особенно за счет кручения станины. У токарных станков мод. 1Д62М с наибольшим диаметром обработки 400 *мм* и наибольшим расстоянием между центрами (РМЦ) 1000 *мм* величина h относительного вертикального смещения крайних по длине поперечных сечений направляющих в результате закручивания станины от собственного веса станка (рис. 24) может достигать в предельном случае $\pm 0{,}25$ *мм*, а у станков 1Д62М с РМЦ 1500 *мм* — $\pm 0{,}5$ *мм*. Деформации направляющих станины тяжелых продольно-строгальных и продольно-фрезерных станков в результате неравномерного оседания фундамента при отсутствии систематического контроля точности установки могут достигать 1 *мм*, а в отдельных случаях даже 3—4 *мм* (рис. 25).

Снижение деформаций направляющих: упругих — повышением жесткости станин и корпусных деталей, а также правильной установкой станков на фундаменте; деформаций вследствие остаточных напряжений — применением старения [35] и температурных деформаций — путем снижения температуры масла, является важным средством предотвращения высоких давлений в направляющих. Для снижения упругих деформаций необходим контроль точности установки, особенно тяжелых станков. Фирма Вагнер

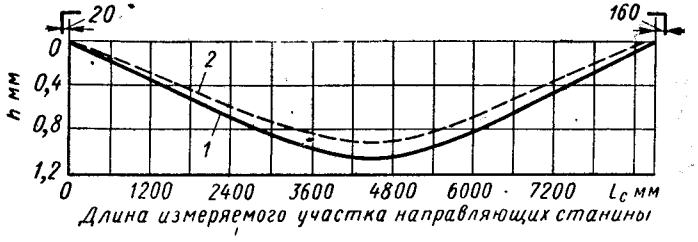


Рис. 25. Отклонения от прямолинейности направляющих станины продольно-фрезерного станка (размеры стола 820 × × 4780 *мм*) в эксплуатации в результате оседания фундамента:

1 — передняя направляющая; *2* — задняя направляющая

(ФРГ) в тяжелых продольно-фрезерно-строгальных станках (размер стола 4200 × 13 000 *мм*) встраивает восемь жидкостных уровней для контроля установки направляющих станины.

Для повышения износостойкости направляющих важно снизить описанные выше остаточные деформации столов, возникающие в результате наклепа их верхней плоскости. Снизить деформации столов можно путем: а) уменьшения наклепа — предотвращения забоин на верхней плоскости стола, закалкой верхней плоскости стола; б) увеличения жесткости столов; в) нанесения поперечных канавок на верхней плоскости стола; глубина канавок (порядка 6—8 *мм*) должна превышать глубину наклепанного слоя.

Наличие деформации столов необходимо учитывать при составлении технологии ремонта и инструкций по эксплуатации станков [43]. Верхнюю плоскость стола следует обрабатывать только при ремонте. Последовательность ремонта стола, например, продольно-строгального станка: а) строгание верхней плоскости стола (до снятия со станка) с удалением наклепанного слоя глубиной порядка 1,5—2 *мм*; б) обработка направляющих стола и контроль точности контакта по направляющим станины, восстановленным по точности; в) чистовая обработка верхней плоскости стола на ремонтируемом станке; г) контроль точности контакта направляющих.

ПРИЧИНЫ ЗАДИРОВ НА НАПРАВЛЯЮЩИХ

Фактические условия работы направляющих. Изучение работы направляющих станков показывает, что увеличению износа, особенно усилению схватывания и образованию задиров, способствуют следующие факторы:

1. *Высокие местные давления* в зонах контакта вследствие нарушения начальной точности контакта в направляющих в эксплуатации. Причинами этого являются: а) деформации станин и столов (салазок), в том числе: упругие деформации от сил резания и веса заготовок, упругие деформации столов при неправильном закреплении заготовок и нежестких станин при неравномерном оседании фундамента и т. д.; деформации вследствие остаточных напряжений, включая деформации столов (салазок) в результате наклепа (см. выше); температурные деформации, особенно планшайб и оснований карусельных станков; б) неравномерный износ сопряженных направляющих прямолинейного движения, особенно в продольном сечении (даже при равномерной нагрузке), что определяется кинематическими особенностями пары трения, неодинаковыми условиями загрязнения направляющих (по их длине), а в универсальных станках также непостоянством длины хода столов и салазок и неодинаковым использованием различных участков направляющих по длине.

Высокие местные давления особенно характерны для направляющих тяжелых станков, где наряду с указанными факторами сказывается меньшая точность обработки направляющих. Этим, а также пониженным качеством чугуна крупных отливок объясняется относительно большая роль схватывания в тяжелых станках.

2. *Загрязнение направляющих* отходами обработки. Наличие твердых частиц металла и абразива в масляном слое между поверхностями трения резко усиливает схватывание. Это объясняется: а) снятием стружки с поверхностей трения и пластической деформацией — повышением вследствие этого напряжений в контакте за счет вытеснения объемов наклепанного металла в отвалы по бокам канавок, прорезаемых и выдавливаемых частицами, и образованием ювенильных поверхностей, обладающих повышенной склонностью к схватыванию; б) разрушением сплошности масляной пленки и снижением гидродинамического эффекта смазки в результате образования продольных рисок; в) поглощением смазки загрязняющими частицами, обладающими развитой поверхностью; при малом количестве масла это может создавать условия, характерные для трения несмазанных поверхностей (см. ниже).

При нарушении точности контакта в направляющих увеличивается проникновение в область трения отходов обработки, что значительно усиливает износ.

3. *Отсутствие или недостаток смазки.* Во многих случаях причиной увеличения износа и образования задиров на направляющих было отсутствие смазки (повреждение системы смазки, несвоевременная заливка масла и т. д.). Недостаток смазки может наблюдаться: на вертикальных направляющих; на горизонтальных направляющих (в большей мере на вертикальных и наклонных гранях) при проточной смазке, особенно при подаче масла без принудительного давления и постоянной малой длине хода стола (салазок); на планках, куда смазка поступает самотеком с других граней, и т. д.

Причина задиров на направляющих главного движения. Причина задиров (при исправной системе смазки) на направляющих с парой трения чугун — чугун — потеря смазочной способности масла при высокой температуре, развивающейся при работе одновременно с высокими давлениями и скоростями скольжения, что характерно для круговых направляющих карусельных станков (стр. 125), и при значительной деформации столов или станин для направляющих стола продольно-строгальных станков.

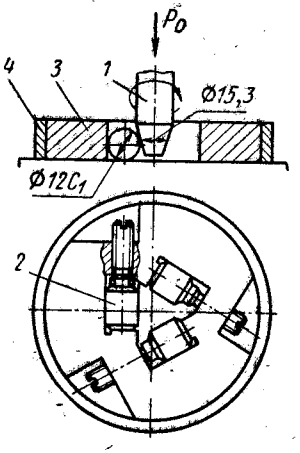


Рис. 26. Схема четырехроликовой установки трения ЛОН-39:

1 — конический ролик; *2* — цилиндрический ролик; *3* — обойма; *4* — чашка для масла

Причины задиров на направляющих движения подачи и установочных перемещений. Условия и режимы работы направляющих указаны в гл. I. Задиры, возникающие без существенного повышения температуры масла на направляющих подачи (пара трения чугун — чугун), специфичны для станков. Ниже обобщены результаты изучения в ЭНИМСе [48] причин задиров в условиях эксплуатации и при моделировании в стендовых испытаниях (пара трения чугун — чугун). По интенсивности смазки и наличию внешнего загрязнения направляющие разделены на шесть групп; в каждой группе рассматривается возможное изменение давления и скорости скольжения.

Работа при обильной смазке *без внешнего загрязнения.* Износ направляющих незначителен Задиры не образуются даже при предельных давлениях — при начальном точечном контакте и большой нагрузке. Этот результат, известный из практики работы направляющих и по испытаниям пар трения чугун — чугун при возвратно-поступательном движении, проверялся в предельных условиях по давлению на четырехроликовой установке трения (рис. 26), выполненной по схеме, аналогичной предложенной в работе [13]. Вращающийся конический образец *1* контактирует в масляной ванне (индустриальное 12) с тремя неподвижными цилиндри-

ческими образцами *2*. Все образцы изготовлены из чугуна СЧ 21-40, *НВ* 203, литьем из одного ковша. Режим испытаний: осевая нагрузка до 600 *кГ* (давление в контакте ~20 000 *кГ/см²*), скорость скольжения $v = 0{,}008 \div 3{,}3$ *м/мин*, время работы $t = 60$ *мин*

При *загрязнении смазки отходами обработки* интенсивность износа увеличивается на несколько порядков вследствие абразивного изнашивания и протекающего одновременно схватывания, усиливаемого абразивным изнашиванием. Однако при избытке масла задиров не образуется даже при предельных давлениях, порядка возникающих при измерении твердости чугуна по вдавливанию шарика. Отсутствие задиров проверялось в следующих испытаниях с загрязненными индустриальными маслами:

1. На трехпозиционном стенде И-1 трением двух плоских образцов при возвратно-поступательном движении в масляной ванне (рис. 27, *а*) с введением в различные масла (20% по объему) загрязняющей смеси № 1 (равные по объему количества чугунной стружки, стальной окалины, песка и электрокорунда). Испытывались образцы, изготовленные из одной партии чугуна СЧ 21-40, *НВ* 159—187, шлифованные. Режим испытаний: давление $\sigma = 10 \div 50$ *кГ/см²*; $v = 5$ *м/мин*; длина хода нижнего образца $l_x = 100$ *мм*; путь трения $s = 2000$ *м*.

2. На стенде И-I с ограниченной дозированной смазкой и подачей загрязняющей смеси № 1 в сухом виде на поверхности трения (рис. 27, *б*). Масло подавалось микронасосом через клапан *7* по одной капле ($0{,}04 \pm 0{,}002$ *г*) через заданное число ходов нижнего образца. Загрязняющая смесь подавалась на нижний образец по 0,18 *см³* по двум трубкам *8* и удерживалась от сбрасывания уплотнениями *11*. Режим испытаний: $\sigma = 50$ *кГ/см²*; $v = 5$ *м/мин*; $l_x = 100$ *мм*; $s = 800$ *м*; подача масла через 50 ходов, загрязняющей смеси — через 500 ходов.

3. На четырехроликовой установке (см. рис. 26) при трении в масле индустриальное 45, загрязненном электрокорундом (20% по весу), при осевой нагрузке 500 *кГ*, $v = 3{,}3$ *м/мин*, $t = 60$ *сек*.

Работа без смазки *и без внешнего загрязнения*. Образование задиров зависит от режима работы, определяющего интенсивность окисления чугунных поверхностей, сопровождающего трение. При сравнительно легких режимах и значительном окислении задиры не образуются; при более тяжелых режимах возникают задиры. Испытание чугунных обезжиренных образцов без смазки и загрязнения выполнялось на стенде И-1 по схеме на рис. 27, *д*. При $v = 5$ *м/мин* и $\sigma = 50$ *кГ/см²* интенсивные задиры появлялись в среднем после 40 ходов образца (табл. 6). При тех же условиях, но $\sigma = 20$ *кГ/см²* задиров не было; поверхности трения интенсивно окислялись — последовательно появлялись FeO и Fe_3O_4 (черного цвета), затем Fe_2O_3 (красного цвета), после чего изнашивание стабилизировалось.

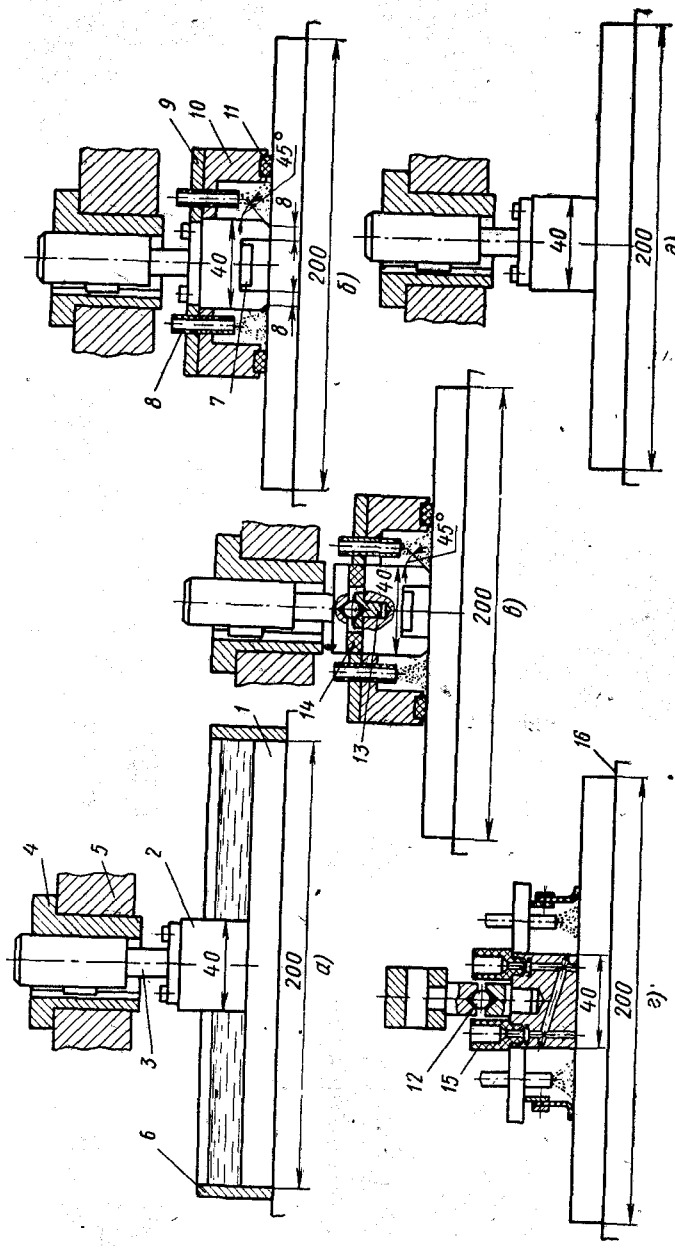


Рис. 27. Схема испытания на изнашивание при возвратно-поступательном движении на стенде И-1:
а — в масляной ванне с загрязненным маслом; *б*, *в*, *г* — при проточной дозированной смазке и загрязнении поверхностей трения; *д* — при чистой бедной смазке или без смазки. В схемах *в*, *г* обеспечивается самоустановка верхних образцов, в остальных схемах — крепление с дополнительным направлением, при котором возникают кромочные давления; в схемах *а*, *г*, *д* верхний образец сплошной, в остальных схемах П-образный (*1* — нижний образец; *2* — верхний образец; *3* — державка; *4* — направляющая втулка; *5* — рама; *6* — масляная ванна; *7* — клапан для дозированной подачи масла; *8* — трубка для подачи загрязняющей смеси; *9* — груз; *10* — корпус уплотнения; *11* — уплотнение, удерживающее загрязняющую смесь от сбрасывания; *12* — шарик; *13* — опора; *14* — резиновая опора, удерживающая образец от вращения вокруг вертикальной оси; *15* — масленка; *16* — стол стенда, имеющий возвратно-поступательное движение)

Таблица 6

Среднее число ходов до задира при трении без смазки на стенде И-1 с загрязнением рабочих поверхностей образцов

Загрязняющие элементы	Давление в $кГ/см^2$	Среднее число ходов до задира
Без загрязнения	50	40
» »	20	Нет задира
» »	1	11
Электрокорунд	20	4
»	20	15
Песок люберецкий	20	60
Окалина стальная	20	96
Стружка алюминиевая	20	170
» стальная (сталь 20)	20	530
» чугунная		

Измерение температуры поверхностей при трении без смазки с режимами, характерными для направляющих подачи, показывает, что она далека от температуры плавления; определение наряду с этим усилий среза при образовании задиров и изучение структур подтверждают имеющиеся данные об образовании задиров вследствие холодной сварки пластически деформированных структур после срезания окисных пленок или адсорбированных защитных слоев [125].

При *загрязнении поверхности отходами обработки* задиры возникают быстро вследствие срезания окисных пленок, причем тем быстрее и интенсивность их будет тем больше, чем выше режущая способность частиц загрязнения, а для металлической стружки также — чем она более склонна к схватыванию с чугуном. Результаты испытаний образцов с нанесением различных загрязняющих элементов (по схеме на рис. 27, *б*) даны в табл. 6. Размеры частиц были взяты близкими; металлическая стружка приготовлялась напильником перед испытанием. В наибольшей мере образованию задиров способствует абразив, значительное усиление схватывания вызывает алюминиевая стружка. В опытах с чугунной стружкой отмечено рассеяние результатов, видимо, из-за смазывающего действия графита. Результаты этих экспериментов соответствуют опыту эксплуатации станков.

Работа с бедной смазкой *без внешнего загрязнения*. При тяжелых режимах задиры не образуются. Это проверялось в испытаниях чугунных образцов на стенде И-1 по схеме на рис. 27, *б* (устройство для подачи загрязнения выключено) и рис. 27, *д*; образцы работали длительно с минимальным износом. Это соответствует известной весьма высокой прочности масляной пленки при граничном трении. Задиры удавалось получить лишь в результате прекращения подачи масла, после продолжительной работы и износа (окисления) масляной пленки.

При *загрязнении отходами обработки* твердые диспергированные элементы, обладая развитой поверхностью, удерживают значительные количества масла. Попадая в область трения, они пластически деформируют и срезают поверхностные слои металла вместе с защитными пленками, обнажаяювенильные поверхности. При недостаточной смазке на участках, где загрязнением поглощена значительная часть масла, чистые поверхности металла не могут быть защищены смазкой; это даже при сравнительно малых давлениях приводит к лавинно нарастающему схватыванию, одновременно на значительной площади — к образованию задиров.

При бедной смазке на отдельных участках наряду с описанными выше процессами происходит поглощение масла металлическими продуктами износа и постепенный износ масляной пленки. Это также приводит к задирам.

Образованию задиров при попадании значительных количеств загрязнения на отдельные участки способствует также повышенная вязкость масла вследствие малой скорости поглощения вязкого масла загрязняющими элементами. Загрязняющие частицы попадают в область трения почти в сухом виде и, срезая поверхностные слои, быстро образуют задиры. Сравнительно небольшого количества диспергированных загрязняющих частиц достаточно для поглощения всего масла, находящегося на открытых направляющих станины. Все масло, необходимое по нормам для смазки направляющих среднего токарного станка за смену при ручной смазке, может быть поглощено 20—26 $см^3$ чугунной стружки.

При загрязнении поверхностей трения количество масла, необходимое для работы без задиров, многократно больше, чем это требуется для данного режима трения при чистой смазке.

Образование задиров изучалось в процессе изнашивания чугунных образцов по схеме, показанной на рис. 27, *б* при режиме испытаний, описанном выше (работа с обильной смазкой и загрязнением), но с бедной смазкой — подачей капли масла через каждые 200 ходов и работе с резиновыми уплотнениями (вместо фетровых), не впитывающими масло. После подачи загрязняющей смеси плоскости трения постепенно осушаются; на некоторых участках по ширине образцов появляются притертые светлые полосы, где в режиме полусухого трения с загрязнением идет наиболее интенсивный износ со все убывающим количеством масла. Постепенное поглощение масла продуктами износа и износ масляной пленки приводят к образованию задиров на одной из этих полос; о месте и времени задира можно дать точный прогноз. Изменение давления или, особенно, интенсивности смазки и загрязнения может приблизить или отдалить момент образования задиров либо вообще устранить их.

Между описываемым процессом образования задиров и холодной сваркой металлов имеется аналогия. Для осуществления холодной сварки необходимо удалить органические загрязнения

и пленки [2]. При наличии масла на сопрягаемых поверхностях сварки не происходит. С. Б. Айнбиндер установил, что при совместном пластическом деформировании металлических образцов с нанесенными на них абразивными или металлическими порошками сварка происходит и при наличии масла на образцах. Порошок поглощает масло и при пластической деформации выносит поверхностные и органические загрязнения из зоны сцепления (сварки).

Работа направляющих подач в условиях загрязнения отходами обработки и бедной смазки, специфичной для проточной системы, характерна для открытых направляющих станков многих типов, составляющих большинство парка станков; поэтому загрязнение чугунных направляющих отходами обработки при недостаточной смазке является одной из важнейших причин задиров.

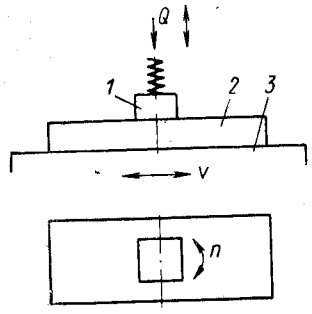


Рис. 28. Схема испытания образцов при изучении причин задиров на направляющих зубофрезерных станков:

1 — верхний образец; *2* — нижний образец; *3* — стол горизонтально-фрезерного станка; *Q* — пульсирующая нагрузка (частота 10—20 *гц*), $Q = 1 \div 130$ *кГ*; $v = 8$ *мм/мин*; *n* — качательное движение верхнего образца с амплитудой 0,017—0,085 *мм* и частотой 25 *гц*

В ЧССР причины задиров изучались в связи с задирами на вертикальных направляющих зубофрезерных станков при малых подачах (несколько миллиметров в минуту), давлении $\sigma = 20$ *кГ/см²* и колебаниях салазок [118]. При испытании образцов на лабораторной установке (рис. 28) при паре трения чугун—чугун задиры в средней части верхнего образца возникали на смазанных поверхностях (без внешнего загрязнения). Испытания проводились при сравнительно небольших давлениях (десятки килограммов на сантиметр квадратный), наличии колебаний в плоскости скольжения (качательном движении вокруг вертикальной оси верхнего образца) и пульсирующей нагрузке при движении с режимом: подача — остановка (несколько минут) — подача. Нагрузка, при которой появлялись задиры, определялась в значительной мере продолжительностью стоянки салазок до начала движения (скорость 8 *мм/мин*), а также амплитудой качательного движения образцов. В частности, при $\sigma = 15$ *кГ/см²* задиры возникали после остановки салазок на 30 *мин* и последующего движения, а при $\sigma = 60$ *кГ/см²* — после 3 *мин*. При малых амплитудах качательного движения (0,017 *мм*) задиры появлялись при $\sigma = 15$ *кГ/см²* и имели малую глубину; при больших амплитудах (0,085 *мм*) задиры возникали при $\sigma = 60$ *кГ/см²*, но были значительно более интенсивными. Таким образом, причиной задиров могут быть колебания в узле трения, из-за которых масло выжимается и при начале движения на сухих участках поверхностей возникает задир. Расчет распределения износа по длине направляющих в зависимости от эпюры давлений и закона перемещений суппорта дан в работе [81].

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНОЙ ФОРМЫ НАПРАВЛЯЮЩИХ ПО ИЗНОСУ

Сохранение начальной точности является важнейшим критерием, определяющим выбор конструкции направляющих. Соотношение в износе граней направляющих в данном сечении по их длине должно находиться в заданных пределах, в которых износ минимально влияет на работоспособность станков, в частности

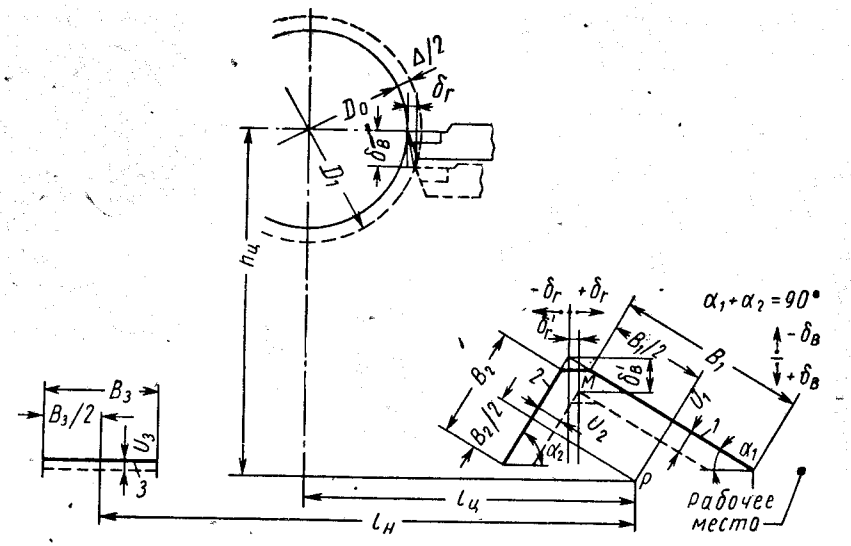


Рис. 29. Схема определения погрешности изделия, вызванной износом направляющих токарного станка (направляющие комбинированные)

на геометрическую точность. Соотношение в износе граней направляющих, особенно при абразивном износе, не соответствует во многих случаях распределению давлений вследствие сильного влияния условий загрязнения направляющих отходами обработки, что пока не удается учесть расчетом. Поэтому для оценки конструктивной формы направляющих по критерию сохранения начальной точности предлагается метод, основанный на сопоставлении расчетного оптимального распределения износа с фактическим и последующим корректированием конструкции направляющих. Подход к решению этой задачи показан на примере токарных, тяжелых универсальных расточных и координатно-расточных станков.

Токарные станки. Неравномерность износа направляющих станины по их длине является основной причиной снижения точности обработки при продольном обтачивании. Для сохранения точности станка следует стремиться к уменьшению износа и изысканию форм направляющих, обеспечивающих наивыгоднейшее распределение износа между гранями, при котором влияние износа на отклонение от прямолинейной траектории перемещения суппорта (главным образом в горизонтальной плоскости) будет минимальным.

Рассмотрим зависимость точности обработки на токарном станке от износа направляющих. Принимаем, что износ направляющих салазок равномерен по длине, т. е. не влияет на точность перемещения салазок вдоль станины, и что длина салазок мала [47].

1. *Комбинированные направляющие.* Рассмотрим проекции на горизонтальную и вертикальную плоскости смещения точки M передней направляющей станины (под салазки) вследствие износа U_1 и U_2 граней *1* и *2* (рис. 29). Смещение режущей кромки инструмента в горизонтальной плоскости (при сделанных допущениях) происходит вследствие: 1) смещения суппорта на величину $\delta_г$, вызываемого износом граней передней треугольной направляющей, и 2) поворота суппорта относительно продольной оси на угол φ, определяемый неодинаковыми величинами износа в вертикальной плоскости передней и задней направляющих:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{\delta'_B - U_3}{l_н} *.$$

Погрешность детали при продольном обтачивании может достигать удвоенного горизонтального смещения режущей кромки инструмента:

$$\Delta = 2U_2\left[\cos\alpha_1 - \xi_1\sin\alpha_1 + \frac{h_ц}{l_н}\left(\xi_1\cos\alpha_1 + \sin\alpha_1 - \frac{\xi_1}{\xi_2}\right)\right],$$

где $\xi_1 = \frac{U_1}{U_2}$ и $\xi_2 = \frac{U_1}{U_3}$.

В расчете не учитывается влияние опускания лезвия резца, что приводит к ошибке не более 3%.

Очевидно, возможны соотношения между величинами износа граней направляющих, при которых искажение формы изделия равно нулю. Приравнивая Δ нулю, получаем

$$\xi_1 = \frac{\xi_2(h_ц\sin\alpha_1 + l_н\cos\alpha_1)}{\xi_2(l_н\sin\alpha_1 - h_ц\cos\alpha_1) + h_ц}.$$

Графическое решение этой зависимости показано на рис. 30. Для большинства токарных станков $0{,}6 \leqslant \frac{h_ц}{l_н} \leqslant 0{,}7$; кривые,

* Для наиболее изношенных станков $\varphi < 10'$.

проведенные штриховой линией (рис. 30), соответствуют средней величине $\frac{h_ц}{l_н} = 0{,}65$ для тех же углов наклона α_1.

Для длительного сохранения точности станка необходимо, чтобы в каждом данном сечении по длине направляющих соотношение между фактическими значениями ξ_1 и ξ_2 соответствовало бы показанному на рис. 30 и одновременно обеспечивалась возможно более равномерная работа граней направляющих, т. е. значения ξ_1 и ξ_2 должны быть более близки к единице. Последнее особенно важно при использовании методов поверхностного упрочнения направляющих.

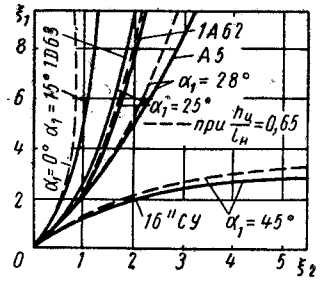


Рис. 30. Соотношения между величинами износа граней направляющих токарных станков с комбинированными направляющими 1А62 (1Д62М, 1Д62), 1Д63, Эшер, А5 и 16″ СУ, при которых отсутствует искажение формы изделия

Поскольку передняя направляющая обычно изнашивается в несколько раз больше задней вследствие значительно большего давления и большей интенсивности загрязнения стружкой, отсутствие искажения формы детали возможно при $\delta_г < 0$ (рис. 29 — смещение в сторону от рабочего). При обтачивании длинных деталей, особенно имеющих малую жесткость, деформация обрабатываемой детали приводит к получению бочкообразной формы. Поэтому следует обеспечить такое распределение износа между направляющими, при котором Δ равна или несколько меньше нуля. Для большинства станков с комбинированными направляющими $\xi_1 = 0{,}8 \div 1{,}5$ и $\xi_2 = 2 \div 4{,}5$. Указанным требованиям из числа комбинированных направляющих в наибольшей мере отвечают направляющие с $\alpha_1 = \alpha_2 = 45°$ (см. рис. 29).

В случае прямоугольных направляющих горизонтальное смещение лезвия инструмента определяется износом вертикальной грани (смещение в сторону рабочего) и поворотом суппорта под влиянием обычно значительно большего износа передней направляющей по сравнению с задней. Поскольку обе составляющие горизонтального смещения инструмента имеют одинаковый знак, избежать искажения формы детали при износе прямоугольных направляющих без резкого расширения передней направляющей трудно; этим и худшей выборкой зазоров объясняется ограниченное их применение в средних токарных станках.

2. *Две треугольные направляющие* (обычно с углами наклона граней 45°). Задняя направляющая воспринимает бо́льшую нагрузку, чем в комбинированных направляющих и, таким образом, разгружает значительно более нагруженную переднюю направляющую, способствуя уравниванию давлений между направляющими. Это приводит к некоторому повышению износа задней

и понижению износа передней направляющих, вызывая меньшую потерю точности станка, главным образом вследствие уменьшения угла поворота суппорта φ.

По аналогии с комбинированными направляющими смещение лезвия инструмента в горизонтальной плоскости (рис. 31) происходит вследствие горизонтального смещения суппорта $\delta_г = \frac{\delta_{I_г} + \delta_{II_г}}{2}$ и поворота суппорта на угол φ, определяемый неодинаковыми

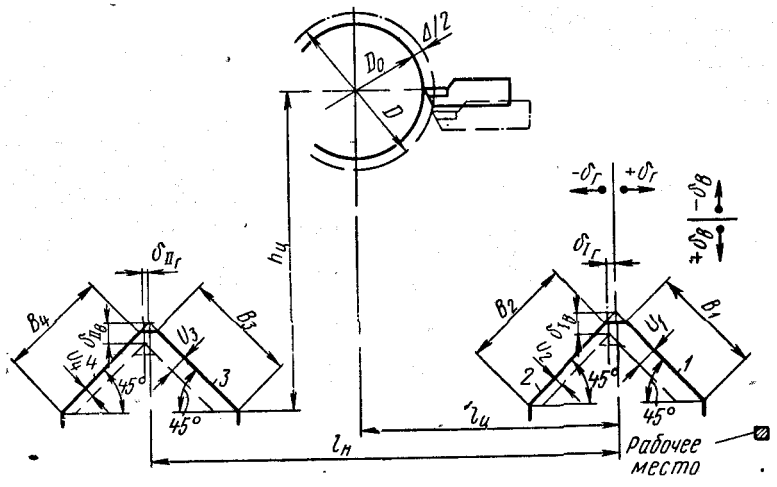


Рис. 31. Схема определения погрешности изделия, вызванной износом направляющих токарного станка (две треугольные направляющие)

величинами износа в вертикальной плоскости передней и задней направляющих: $\operatorname{tg}\varphi = \frac{\delta_{I_B} - \delta_{II_B}}{l_н}$.

Тогда погрешность изделия

$$\Delta = \frac{U_2}{\sqrt{2}\, l_н}\left[(2h_ц + l_н)\frac{\xi_2 - \xi_1}{\xi_2} + (2h_ц - l_н)\frac{\xi_1(\xi_3 - 1)}{\xi_3}\right],$$

где $\xi_1 = \frac{U_1}{U_2}$, $\xi_2 = \frac{U_1}{U_3}$ и $\xi_3 = \frac{U_1}{U_4}$.

Отсутствие искажения формы обтачиваемой детали должно определяться уравнением

$$\frac{\xi_1\xi_2(\xi_3 - 1)}{\xi_3(\xi_2 - \xi_1)} = \frac{2h_ц + l_н}{l_н - 2h_ц}.$$

Графическое решение этой зависимости при $\frac{h_ц}{l_н} = 0{,}65$ дано на рис. 32. Эта форма направляющих, в частности, обеспечивает

отсутствие искажения формы детали при равном износе граней ($\xi_1 = \xi_2 = \xi_3 = 1$).

Для станков с двумя треугольными направляющими, по нашим наблюдениям, $\xi_1 = 0{,}8 \div 1{,}5$; $\xi_2 = 2{,}5 \div 9$; $\xi_3 = 1 \div 3{,}5$. Для сохранения точности обработки следует главным образом уменьшить ξ_2 (см. рис. 32) с тем, чтобы $1 \leqslant \xi_2 \leqslant 2$, что может быть достигнуто уменьшением износа передней направляющей.

В табл. 7 даны средние величины фактических значений ξ_1, ξ_2 и ξ_3, вычисленные по группам однотипных токарных станков на основании результатов длительного эксплуатационного исследования износа направляющих, а также значения средней погрешности $k = \frac{\Delta_{ср}}{U_2}$, определенные по приведенным выше уравнениям, где вместо ξ_1, ξ_2 и ξ_3 подставлены их средние значения.

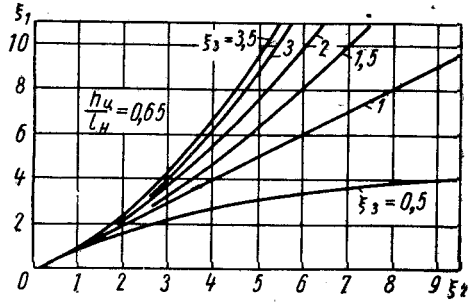


Рис. 32. Соотношения между величинами износа граней направляющих токарных станков (две треугольные направляющие), при которых отсутствует искажение формы обрабатываемой детали

Для станков с комбинированными направляющими (группы 1—5 в табл. 7) с увеличением угла наклона граней α_1 от 25 до 45° износ направляющих в меньшей степени сказывается на точности обработки: наиболее благоприятное распределение износа, как и следовало ожидать на основании изложенного выше, имеет место при $\alpha_1 = \alpha_2 = 45°$ (критерием служит величина погрешности изготовления, отнесенная к единице износа наиболее нагруженной грани *2* — см. рис. 29). Благоприятное резкое уменьшение величины ξ_2 (т. е. относительное увеличение износа задней направляющей) у станков 16″СУ (группа 5) объясняется наличием массивной конусной линейки, которая вызывает перераспределение давления и соответственно износа между передней и задней направляющими; для станков с конусной линейкой $\xi_{2_{ср}} = 1{,}53$ и без конусной линейки $\xi_{2_{ср}} = 3{,}5$ (см. табл. 7).

Станки с двумя симметричными треугольными направляющими (группы 6 и 7) имеют существенно меньшую величину k, чем станки с комбинированными направляющими с $\alpha_1 < 45°$ (группы 1—3); величина k у станков с двумя треугольными направляющими в среднем лишь немногим меньше, чем у станков группы 4 — с комбинированными направляющими при $\alpha_1 = \alpha_2 = 45°$. Принимаем в качестве дополнительного критерия для оценки зависимости точности обработки от износа направляющих

Таблица 7

Сравнительный анализ различных форм направляющих

№ группы	Модель станка, завод-изготовитель		Количество станков данной группы	№ рис. с сечением направляющих	α_1	$\frac{h_ц}{l_н}$	Среднее значение $\xi_{ср}$			k	k'
							ξ_1	ξ_2	ξ_3		
1	1А62, 1Д62М, 1Д62, 162К; «Красный пролетарий»		80	29	25	0,64	1,3	4,53	—	2,39	0,92
2	1Д63; «Красный пролетарий»		6			0,7	1,13	2,95	—	2,34	0,63
3	А5; Густлоф		24		28	0,6	0,98	3,12	—	2,07	0,90
4	16″СУ	без конусной линейки	6		45	0,6	1,02	3,5	—	1,34	0,58
5	Монарх	с конусной линейкой	11				1,21	1,53	—	0,63	0,21
6	*VDF*		4	31		0,62	0,92	5,34	1,95	1,38	0,54
7	*DL* Леве		3			0,67	1,12	3,28	2,38	1,25	0,43

величину $k' = \frac{\Delta}{U_1+U_2+U_3+U_4}$, т. е. погрешность детали Δ, отнесенную к единице суммарного износа в данном сечении граней направляющих. Характер изменения величин k и k' (см. табл. 7) аналогичен, что подтверждает выводы.

Установленные закономерности были проверены в следующих опытах на 28 станках. В центрах станка, износ направляющих которого предварительно измеряли, устанавливали контрольную оправку длиной 1050 *мм* (станки с максимальным расстоянием между центрами 1000 *мм*). Закрепленным в резцедержателе индикатором с плоским наконечником фиксировалась траектория движения резца в горизонтальной плоскости, при перемещении его от задней бабки к передней. На рис. 33 показаны фактические отклонения от прямолинейного перемещения резца в горизонтальной плоскости δ^ϕ, а также ожидаемые расчетные отклонения $\delta = \frac{\Delta}{2}$, вычисленные по приведенным выше уравнениям для четырех станков. При равномерном по длине износе салазок следовало ожидать, что $|\delta^\phi| < |\delta|$ ввиду значительной длины салазок. В действительности при неравномерном износе салазок суппорт получает дополнительные поперечные перемещения, что несколько изменяет соотношение между ними. Сравнивая для каждого из 28 станков кривые δ^ϕ и δ, можно заключить, что они, как правило, совпадают по знаку; в большинстве случаев $|\delta^\phi| < |\delta|$ и формы кривых аналогичны. Таким образом, по расчетной величине Δ можно представить искажение формы изготовленной детали.

Для всех станков с комбинированными направляющими при $\alpha_1 < 45°$ $\delta^\phi > 0$, в то время как для части станков с комбинированными направляющими с $\alpha_1 = 45°$, $\delta^\phi < 0$. В реальных условиях при точении суппорт должен получить дополнительное поперечное перемещение «на рабочего», зависящее от степени изношенности направляющих, за счет выбора зазоров в направляющих под действием силы резания. Поэтому для станков, у которых $\delta^\phi > 0$ ($\delta > 0$) кривизна траектории перемещения суппорта увеличится, а для станков с $\delta^\phi < 0$ уменьшится. Это дополнительное подтверждение преимущества станков с направляющими с $\alpha_1 = 45°$. Таким образом, комбинированные направляющие с $\alpha_1 = 45°$ по сравнению с направляющими с $\alpha_1 = 25°$ при равном износе обеспечивают в среднем в 1,7 раза меньшую погрешность обработки (сравниваем k и k' групп 1 и 4 табл. 7). Широкое использование комбинированных направляющих с $\alpha_1 = 15 \div 30°$ не является оправданным.

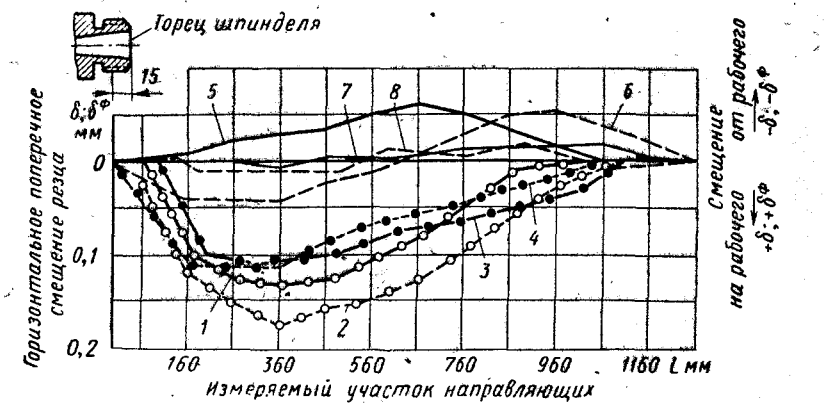


Рис. 33. Траектория перемещения лезвия резца в горизонтальной плоскости фактическая δ^ϕ (нечетные номера кривых) и расчетная δ (четные номера);

α_1 — угол наклона передней грани треугольной направляющей к горизонтали; $T_н$ — время двухсменной службы с момента установки нового станка до момента измерения (*1* — *6* — комбинированные направляющие; *1* и *2* — станок мод. 1Д62, $\alpha_1 = 25°$, $T_н = 36$ мес.; *3* и *4* — станок мод. А5, $\alpha_1 = 28°$, $T_н = 39$ мес.; *5* и *6* — станок мод. *16′СУ* $\alpha_1 = 45°$, $T_н = 84$ мес.; *7*—*8* — две треугольных направляющих станок мод. *DL*, $\alpha_1 = 45°$, $T_н = 18{,}5$ мес.)

Изложенное выше позволяет дать следующие рекомендации для токарных станков средних размеров.

1. При верхнем расположении направляющих рекомендуются следующие их конструктивные формы (рис. 34) для станков нормальной и повышенной точности (комбинированные направляющие) — передняя треугольная с равным между собой углами наклона граней $\alpha_1 = \alpha_2 = 45°$ и задняя — плоская; для высокоточных станков — две треугольных направляющих с углами наклона граней 45°. Вторая форма несколько предпочтительнее, поскольку она приводит к несколько меньшей потере точности

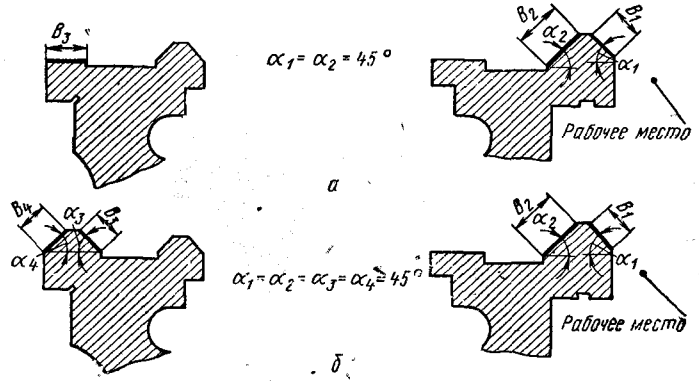


Рис. 34. Рекомендуемые конструктивные формы основных направляющих токарных станков средних размеров:

а — нормальной и повышенной точности; б — высокоточных

при равном износе, однако трудоемкость ее изготовления значительно больше.

2. Наиболее благоприятное распределение износа между гранями направляющих и между отдельными направляющими достигается:

а) целесообразным выбором ширины граней; для комбинированных направляющих с $\alpha_1 = \alpha_2 = 45°$ (рис. 34, *а*) следует принимать $B_2 > B_1 \geqslant B_3$, в частности $B_2 = (1{,}2 \div 1{,}4)B_1$ и $B_3 = (0{,}8 \div 1)B_1$; для двух треугольных (рис. 34, *б*) — $B_2 > B_1$ и $B_3 = B_4 < B_1$, в частности $B_2 = 1{,}2B_1$ и $B_3 = B_4 = 0{,}8\ B_1$, где B_1, B_2, B_3 и B_4 — ширина соответствующих граней;

б) смещением оси шпинделя назад (от рабочего), не ухудшая при этом удобства работы на станке; этим обеспечивается увеличение нагрузки на заднюю направляющую, а также исключается возможность работы задних планок по крайней мере при чистовых режимах (при выпуклой форме изношенной поверхности направляющей станины под планки суппорт получает дополнительный поворот на рабочего, что существенно уменьшает точность обработки);

в) смещением центра тяжести суппорта к оси центров в результате облегчения фартука (например, изготовления из силумина) и утяжеления задней части салазок (например, при введении конусной линейки) с целью уменьшения разницы в износе передней и задней направляющих.

3. Следует уменьшать величину отношения высоты центров к расстоянию между направляющими и увеличивать длину салазок.

4. Необходимо регламентировать соответствующими допусками ширину касания нижних салазок и станины по граням направляющих; отсутствие допусков приводит в ряде случаев к увеличению давления на отдельных гранях до 30%.

Изменение конструкции направляющих в соответствии с описанными рекомендациями в токарных станках завода «Красный пролетарий» при переходе от мод. 1А62 (комбинированные направляющие с $\alpha_1 = 25°$) к мод. 1К62 (рис. 67 гл. VII) позволило, как показал опыт эксплуатации, увеличить долговечность по точности станка (по проверкам норм точности, связанным с направляющими) более чем в 2 раза.

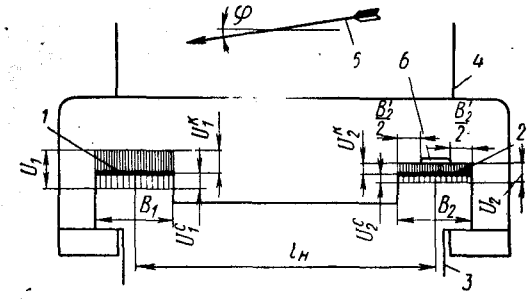


Рис. 35. Схема износа направляющих передней стойки расточного станка:

1 и 2 — соответственно передняя и задняя направляющие; 3 — станина; 4 — передняя стойка; 5 — положение оси шпинделя; 6 — продольный паз на задней направляющей салазок

Тяжелые универсальные расточные станки. В результате износа направляющих станины и салазок передней стойки тяжелого универсального расточного станка ось шпинделя наклонилась на угол φ (рис. 35), величина которого определяется приближенно (износ направляющих шпиндельной бабки не учитываем) [41]:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{U_1 - U_2}{l_н},$$

где U_1 и U_2 — величины суммарного износа в данном сечении направляющих станины и салазок соответственно на передней и задней направляющих.

Наклон шпинделя может быть устранен за счет относительного уменьшения величины износа направляющей *1* двумя путями: а) уменьшением износа направляющей *1;* б) увеличением износа направляющей *2,* например путем уменьшения площади контакта (введением продольного паза *6* на направляющих салазок). **Выбираем второй путь.**

Принимая при абразивном изнашивании, характерном для открытых направляющих этих станков, линейную зависимость величины износа от давления, получаем

$$\frac{U_1}{U_2}=\frac{B_2}{B_2'}.$$

Находим необходимую ширину направляющей B_2' салазок. Из опыта испытаний на изнашивание направляющих

$$\frac{U_1^c}{U_1^\kappa}=\frac{U_2^c}{U_2^\kappa} \quad \text{при} \quad U_1=U_1^c+U_1^\kappa \quad \text{и} \quad U_2=U_2^c+U_2^\kappa,$$

где U_1^c, U_1^κ — соответственно величины износа передней направляющей станины и салазок; U_2^c и U_2^κ — то же, для задней направляющей. Тогда величину B_2' при необходимости можно определить, измеряя износ направляющих только станины (удобно, так как не требуется разбирать станок) или только салазок:

$$\frac{U_1}{U_2}=\frac{U_1^c}{U_2^c}=\frac{U_1^\kappa}{U_2^\kappa}=\frac{B_2}{B_2'}.$$

Для вычисления величины B_2' значения износа U следует брать в наиболее изношенном сечении по длине направляющих станины и салазок. В описанном примере предусматривается возможность корректировки конструктивной формы направляющих у потребителя при ремонте — модернизировать ранее выпущенные тяжелые расточные станки, срок службы которых до списания измеряется десятками лет.

Координатно-расточные станки [1]. В отличие от рассмотренных выше направляющих токарных и расточных станков, износ которых носит абразивный характер, направляющие координатно-расточных станков работают в значительно более благоприятных условиях по режиму трения и износу (изнашивание в условиях чистой смазки и отсутствия схватывания). Соответственно в этом случае износ направляющих в большей мере определяется режимом трения и ширину граней направляющих целесообразно выбирать, исходя из необходимости обеспечить одинаковый оптимальный режим трения. В зависимости от величины отношения длины L грани подвижного узла к ее ширине B изменяется боковое истечение смазки из зоны трения (см. гл. IX). Последнее вызывает вариацию доли жидкостного трения в режиме смешанного трения, а следовательно, и скорости изнашивания грани.

Измерения износа в эксплуатации комбинированных направляющих (пара стол — салазки) и геометрической точности большой группы координатно-расточных станков с размером стола 320 × 560 *мм* показывают, что V-образная направляющая изнашивается больше плоской (рис. 36) и станок быстро теряет точность (рис. 37).

[1] Написано В. Т. Портманом (ЭНИМС).

Аналитически связь между износом направляющих и погрешностью по данной проверке геометрической точности станка может быть приближенно выражена формулой

$$\Delta=U_V\sqrt{2}-U_{пл}+\delta,$$

где δ — начальная погрешность, U_V и $U_{пл}$ — соответственно линейный износ V-образной и плоской направляющих.

Причина неравного износа V-образной и плоской направляющих — неправильное соотношение между ширинами плоской $B_{пл}$ и граней B_V V-образной направляющих.

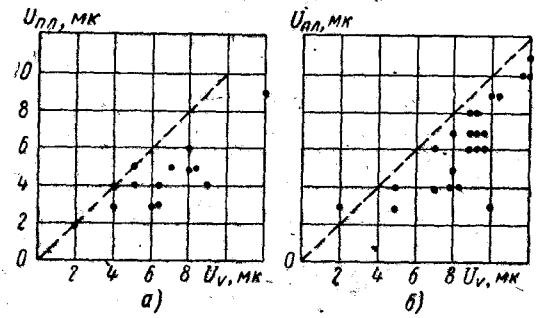


Рис. 36. Зависимость между износом V-образной и плоской направляющих пары стол — салазки координатно-расточного станка (штриховая линия — биссектриса координатного угла):

а — для салазок; *б* — для стола

Режим трения на всех гранях направляющих одинаков (см. гл. IX), если

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}\right)_{пл}=\left(\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}\right)_V,$$

где λ — характеристика режима работы пары трения; $\lambda_{кр}$ — критическая характеристика режима работы, при которой наступает чисто жидкостное трение для той же пары трения; индексы *пл* и *V* означают, что величины рассчитываются для плоской и V-образной направляющих соответственно.

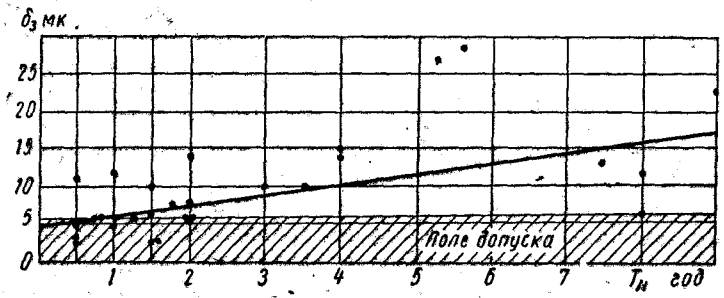


Рис. 37. Зависимость максимальной непараллельности рабочей поверхности стола координатно-расточного станка направлению его перемещения в поперечной плоскости от срока службы при двухсменной работе

λ и $\lambda_{кр}$ определяются по формулам:

$$\lambda = \frac{\mu v}{\sigma},$$

$$\lambda_{кр} = 1175 \cdot 10^2 \frac{i^2\left[1+\left(\frac{L}{iB}\right)^2\right]}{Lc_к} h_{кр}^2,$$

где μ — вязкость масла при рабочей температуре; v — скорость скольжения; σ — давление; $i = k + 1$ (k — число смазочных канавок); L — длина направляющей стола; B — ширина направляющей; $c_к$ — коэффициент, зависящий от k.

Если подставить в формулу, связывающую λ и $\lambda_{кр}$, выражения для λ и $\lambda_{кр}$, учитывая, что для плоской и V-образной направляющих величины $\mu, v, L, i, h_{кр}$ и $c_к$ совпадают, то после сокращения и подстановки выражения для давлений через нагрузку на направляющие P получим

$$\frac{P_{пл}}{LB_{пл}}\left[1+\left(\frac{L}{iB_{пл}}\right)^2\right] = \frac{P_V}{LB_V\sqrt{2}}\left[1+\left(\frac{L}{iB_V}\right)^2\right].$$

Для координатно-расточных станков $P_{пл} \approx P_V$. Введем обозначение $\frac{B_V}{B_{пл}} = \varkappa$. Тогда после преобразований получим кубическое уравнение:

$$\left(\frac{L}{iB_{пл}}\right)^2\left(\frac{1}{\varkappa}\right)^3 + \frac{1}{\varkappa} - \sqrt{2}\left[1+\left(\frac{L}{iB_{пл}}\right)^2\right] = 0.$$

Действительный корень этого уравнения при изменении параметра L/iB от 0 до ∞ меняется от 0,71 до 0,89. Рекомендуется выбирать L/iB таким образом, чтобы произведение $\lambda_{кр}L$ было минимальным; это условие заведомо выполняется при $L/iB > 2$, в чем легко убедиться, воспользовавшись расчетными графиками, приведенными в гл. IX (см. рис. 127). В этих случаях решение этого уравнения практически постоянно: $\varkappa = 0{,}87 \div 0{,}89$.

Выполнение этого условия означает, что режимы трения на плоской и V-образной направляющих одинаковы, а давление на плоской направляющей в 1,25 раза выше; это должно привести к несколько большему ее износу по сравнению с V-образной. Из условий линейной связи износа с давлением желательно иметь $U_{пл} = U_V\sqrt{2}$, что получается при $\varkappa = 1$. При этом, однако, режим трения на плоской направляющей менее благоприятный, чем на V-образной. Следовательно, надо выбирать $0{,}88 < \varkappa < 1$.

На исследовавшемся в эксплуатационных условиях координатно-расточном станке ширина граней составляла $B_{пл} = 43$ *мм* и $B_V = 21$ *мм*. Давление на гранях V-образной направляющей на 30% выше, чем на плоской. Статистическая обработка результатов наблюдений показала, что скорости изнашивания направляющих салазок в период установившегося износа равны на плоской направляющей 0,4 *мк/год* и на V-образной 0,9 *мк/год*. Такая разница в скоростях изнашивания не может быть объяснена только разницей в давлениях. Проверим величину:

$$\varkappa = \frac{B_V}{B_{пл}} = \frac{21}{43} = 0{,}49 < 0{,}88.$$

Следовательно, $\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$ для плоской направляющей больше, чем для V-образной, т. е. она работает в значительно более благоприятном режиме трения. Этим и объясняется наблюдавшаяся разница в износах.

Анализ формы направляющих отечественных и зарубежных координатно-расточных станков с направляющими скольжения показал, что у большинства моделей с комбинированными направляющими $\varkappa = 0{,}5 \div 0{,}65$. Например, в станке мод. Гидроптик 6А фирмы СИП $\varkappa = 1$, что соответствует найденному выше оптимальному значению.

Глава IV. РАВНОМЕРНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ПО НАПРАВЛЯЮЩИМ

Неравномерность подачи наблюдается в станках почти всех типов: продольно-фрезерных, зубофрезерных, горизонтально-расточных, шлифовальных и др. Задача обеспечения устойчивости медленных перемещений узлов станков приобрела особую актуальность в связи со все возрастающими требованиями к качеству обработанных поверхностей и точности обработки, а также в связи с развитием автоматизации станков (в том числе систем программного управления и т. п.) [67]. Например, точность установки бабок круглошлифовальных станков доходит до 0,5 *мк* и столов координатно-расточных станков до 2 *мк*. В то же время при использовании обычных направляющих скольжения со смазкой индустриальными маслами скачки узлов при установке доходят в ряде случаев до 3—30 *мк*, т. е. необходимая точность установки не обеспечивается.

Равномерность медленных перемещений рабочих органов станков в общем случае обеспечивается воздействием на характеристики трения в направляющих, на жесткость механизма и другие характеристики привода подач станка [69].

Появление неравномерного движения обычно объясняется возникновением автоколебаний стола (суппорта) при недостаточной жесткости механизма привода и различием коэффициентов трения покоя и движения (возрастанием коэффициента трения со временем неподвижного контакта и падением с увеличением скорости движения), что почти всегда имеет место при смешанном трении [22].

ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА РАВНОМЕРНОСТЬ МЕДЛЕННЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Исследования проводили по разработанной ЭНИМСом методике на специальном стенде И32 (см. рис. 8). Жесткость привода при этом изменяли в широких пределах с помощью сменных кольцевых динамометров. Воспроизводили условия трения в направляющих и следующие параметры механической системы станка: масса перемещаемых салазок, жесткость привода (изменяемая в широком диапазоне) и затухание в приводе. Скачки салазок измеряли мостиками из проволочных датчиков, наклеенных на три кольцевых динамометра (K_1 = = 70 *кГ/мм*, 140 *кГ/мм*, 350 *кГ/мм*). Условия испытания: давление 2 *кГ/см²*; скорости скольжения 0,8—1200 *мм/мин*.

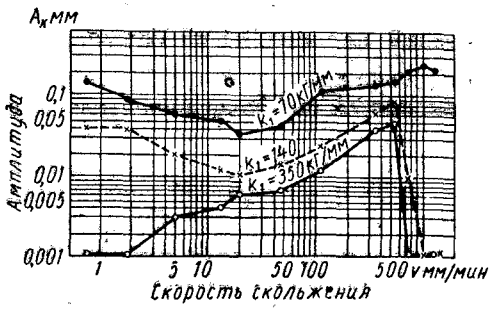


Рис. 38. Зависимость амплитуды колебаний при трении от скорости скольжения и жесткости привода

(смазка — масло индустриальное 45; пара трения — чугун —чугун; давление 2 *кГ/см²*)

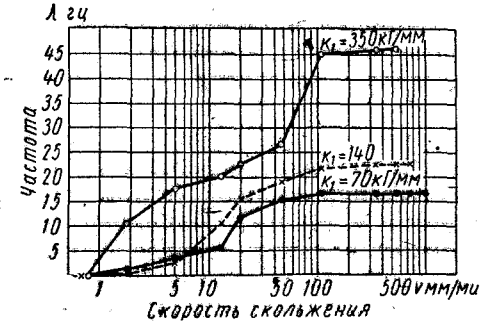


Рис. 39. Зависимость частоты колебаний при трении от скорости скольжения и жесткости привода (смазка — масло индустриальное 45; пара трения чугун — чугун; давление 2 *кГ/см²*)

На стенде исследовали характер медленных перемещений и характеристики трения для пары трения чугун—чугун со смазкой обычными индустриальными маслами. Исследовали влияние скорости движения, жесткости привода, давления и вязкости масла.

Влияние скорости движения и жесткости привода. На рис. 38 и 39 показаны зависимости амплитуды и частоты колебаний ведомых салазок от скорости при различной жесткости привода. При скорости скольжения 0,8 *мм/мин* обычно наблюдаются четко выраженные релаксационные колебания (с остановками) низкой частоты; при увеличении скорости частота колебаний увеличивается, а величина скачка уменьшается и постепенно при скорости около 100 *мм/мин* релаксационные колебания переходят в колебания, близкие к гармоническим, с частотой, близкой к собственной частоте колебаний системы. Дальнейшее увеличение скорости характеризуется ростом амплитуды колебаний до некоторой «критической» скорости, зависящей от жесткости привода, при которой происходит резкое уменьшение колебаний, что показывает начало перехода к жидкостному трению. При дальнейшем увеличении скорости движение салазок становится устойчивым. Увеличение жесткости привода (от 70 до 350 *кГ/мм*) приводит (см. рис. 38) как к уменьшению величины скачков при малых скоростях движения, так и к снижению критической скорости, при которой колебания прекращаются. Однако для устранения скачков во всем диапазоне скоростей обычно требуется такое большое повышение жесткости привода, которое практически трудно осуществить.

Влияние давления. Увеличение среднего давления препятствует образованию масляного клина и тем самым перемещает начало жидкостного трения в область более высоких скоростей (см. рис. 10). Соответственно увеличивается зона неравномерного движения.

Влияние вязкости масла. Повышение вязкости масла снижает критическую скорость перехода к устойчивому движению (в соответствии с более быстрым переходом к жидкостному трению), но не устраняет скачкообразного движения при малых скоростях.

В результате экспериментов этого цикла было установлено, что путем увеличения жесткости привода и вязкости масла, а также снижения давления в направляющих трудно получить высокую равномерность движения.

Влияние присадок к маслам на равномерность медленных движений и характеристики трения. При использовании масла индустриального 45 наблюдается скачок коэффициента трения при переходе от покоя к движению и резкое падение коэффициента трения с увеличением скорости в диапазоне до начала перехода к жидкостному трению. В соответствии с этим при недостаточно высокой жесткости привода и скоростях до 100 *мм/мин* движение салазок стенда носит скачкообразный характер, при повышении скорости частота скачков увеличивается, и постепенно скачки переходят в колебания, близкие к гармоническим. При смазке маслами с присадками олеиновой кислоты практически исчезает скачок коэффициента трения при переходе от покоя к движению и сильно уменьшается падение коэффициента трения со скоростью. Соответственно исчезает область релаксационных колебаний, а область гармонических колебаний наблюдается только при малой жесткости привода (18—37 *кГ/мм*) и скоростях 460—1000 *мм/мин*.

Результаты сравнительных испытаний влияния некоторых масел на равномерность медленных перемещений приведены в табл. 8.

Высоковязкое масло вапор, в состав которого входят углеводороды с высоким молекулярным весом, обеспечивает хорошее смазочное действие и значительно лучшую равномерность движения. Индустриальные масла с присадкой алюминиевых мыл жирных

Таблица 8

Величина скачков салазок (в *мм*) при трении в зависимости от сорта масла и скорости движения

Масло	Вязкость в *сст* при 50°С	Скорость движения в *мм/мин*					
		0,8	5	20	110	530	1200
Индустриальное 12 . . .	13,1	0,29	0,14	0,05	0,08	0,19	0,35
Индустриальное 45 . . .	43,0	0,07	0,03	0,03	0,12	0,38	0,01
20% цилиндрового 6+ +80% моторного . .	—	0,24	0,12	0,04	0,08	0,01	0,01
Вапор		0,005	0,005	0,006	0,005	0,004	0,005
Индустриальное 45+3% олеиновой кислоты	40,2	0,00	0,00	0,005	0,005	0,01— 0,12	0,01

Примечание. При применении масел—индустриальное 12+10% АМС-3 (вязкость 38,5 *сст*), индустриальное 20+10% АМС-3 (вязкость 62,1 *сст*), ВНИИ НП-401 (вязкость 17 *сст*), смазки АМС-3—движение салазок равномерное.

кислот или консистентной смазки АМС-3 обеспечивают низкий и практически постоянный коэффициент трения, что дает высокую плавность медленных перемещений во всем диапазоне скоростей.

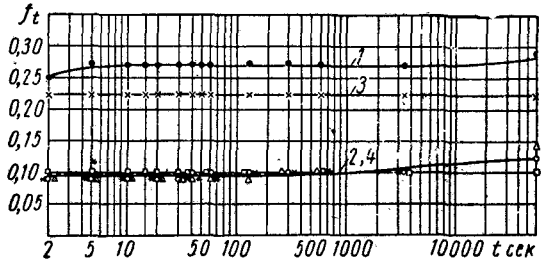


Рис. 40. Зависимость коэффициента трения покоя от продолжительности неподвижного контакта для различных масел (пара трения чугун — чугун, давление 2 *кГ/см²*):

1 — масло индустриальное 45; *2* — индустриальное 45 + 3% олеиновой кислоты; *3* — масло индустриальное 45 + 10% хлорпарафина; *4* — масло ВНИИ НП-401

В результате сравнительных испытаний было установлено (рис. 40—42), что наиболее эффективными являются индустриальные масла с присадкой 10% консистентной смазки АМС-3 и масло индустриальное 12 с присадкой алюминиевых мыл жирных кислот и антипенной присадкой (масло ВНИИ НП-401). Ввиду того что для направляющих салазок и столов наряду с чугуном используется ряд других материалов, была проверена эффективность

применения масла ВНИИ НП-401 при трении бронзы Бр. ОЦС 6-6-3, цинкового сплава ЦАМ 10-5 и текстолита ПТ по чугуну.

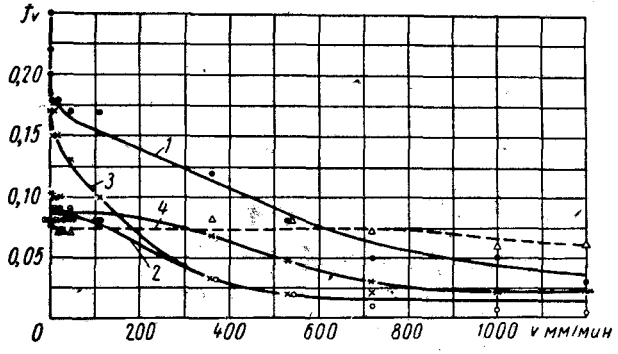


Рис. 41. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения для различных масел (пара трения чугун — чугун, давление 2 *кГ/см²*):

1 — масло индустриальное 45; *2* — индустриальное 45 + 3% олеиновой кислоты; *3* — масло индустриальное 45 + 10% хлорпарафина; *4* — масло ВНИИ НП-401

Результаты испытаний приведены в табл. 9. Установлено, что применение специальных масел при указанных парах трения так-

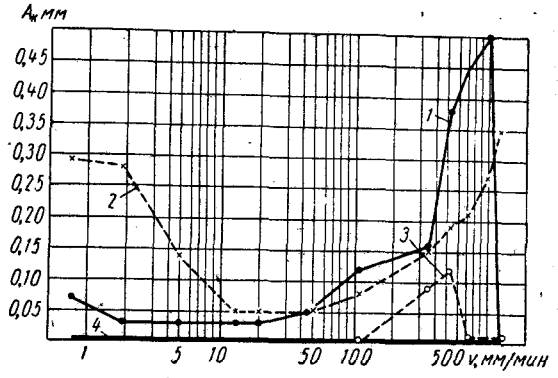


Рис. 42. Зависимость амплитуды колебаний при трении от скорости скольжения для различных масел (пара трения чугун — чугун, жесткость привода 37 *кГ/мм*, давление 2 *кГ/см²*):

1 — масло индустриальное 45; *2* — масло индустриальное 12; *3* — индустриальное 45 + 3% олеиновой кислоты; *4* — масло ВНИИ НП-401

же обеспечивает высокую равномерность медленных движений и точность установочных перемещений.

Таблица 9

Коэффициенты трения покоя и движения для различных масел и пар трения (давление 2 кГ/см²)

Масло	Материал (трение по чугуну СЧ 21-40)	Коэффициенты трения покоя при времени неподвижного контакта				Коэффициенты трения движения при скоростях скольжения в мм/мин				
		2 сек	1 мин	1 ч	16 ч	0,8	20	110	530	1200
ВНИИ НП-401	Чугун СЧ 21-40	0,09	0,09	0,10	0,11	0,08	0,07	0,08	0,08	0,07
ВНИИ НП-401	Бронза Бр. ОЦС 6-6-3	0,05	0,06	—	—	0,04	0,07	0,08	0,09	0,08
ВНИИ НП-401	Цинковый сплав ЦАМ 10-5	0,03	0,04	0,04	—	0,03	0,05	0,07	0,08	0,07
ВНИИ НП-401	Текстолит ПТ	0,18	0,19	0,20	—	0,14	0,11	0,11	0,11	0,11
Индустриальное 12+10% АМС-3	Чугун СЧ 21-40	0,11	0,12	0,12	—	0,09	0,09	0,10	0,10	0,09
Индустриальное 20+10% АМС-3	Чугун СЧ 21-40	0,03	0,06	0,06	—	0,05	0,07	0,08	0,09	0,09
Индустриальное 12	Чугун СЧ 21-40	0,32	0,35	0,37	0,38	0,28	0,20	0,17	0,13	0,10
Индустриальное 45	Чугун СЧ 21-40	0,25	0,27	0,28	0,30	0,22	0,18	0,17	0,08	0,03

Влияние различных материалов направляющих на равномерность медленных движений и характеристики трения (рис. 43—45). Среди всех материалов резко выделяются фторопласт-4 и бронзовая металлокерамика, пропитанная фторопластом-4; они имеют очень низкий и практически постоянный коэффициент трения покоя и движения (0,03—0,05) во всем диапазоне скоростей.

Для многих материалов (чугуна, бронзы, текстолита и др.) характерно наличие трех четко выраженных зон (по скорости): при самых малых скоростях скольжения наблюдаются релаксационные колебания, вызванные скачком силы трения при переходе от покоя к движению и резким падением силы трения при повышении скорости. При повышении скорости скольжения происходит постепенный переход к колебаниям, близким к гармоническим, что связано с наличием падающей характеристики коэффициента трения по скорости. При дальнейшем повышении скорости скольжения движение становится плавным, что характеризует переход к жидкостному трению. Резко отличаются от указанных выше материалов фторопласт-4 и бронзовая металлокерамика, пропитанная фторопластом-4. Эти материалы обеспечивают практически плавное движение во всем диапазоне скоростей подач.

Полученные на стенде результаты по равномерности медленных движений и точности установочных перемещений были проверены на ряде станков.

Круглошлифовальные станки (наибольший диаметр устанавливаемого изделия 280 *мм*). Смазка на направляющие подается

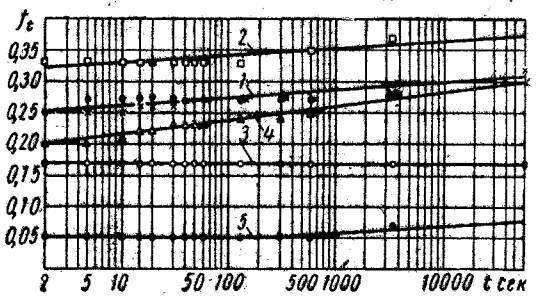


Рис. 43. Зависимость коэффициента трения покоя от продолжительности неподвижного контакта (трение по чугуну, давление 2 кГ/см², смазка — индустриальное 45):

1 — чугун, бронза; *2* — текстолит ПТ; *3* — графитированный материал Д, пропитанный свинцом; *4* — цинковый сплав ЦАМ 10-5; *5* — фторопласт-4, бронзовая металлокерамика с фторопластом-4

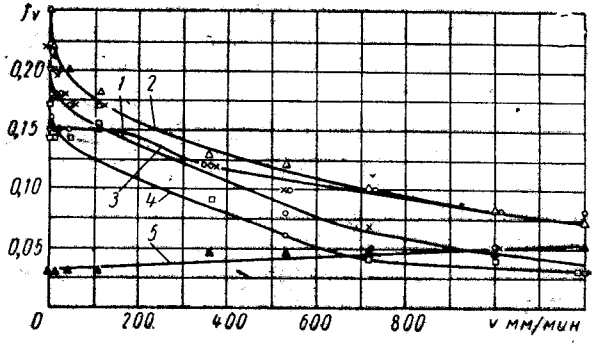


Рис. 44. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения (трение по чугуну, давление 2 кГ/см², смазка — индустриальное 45):

1 — чугун, бронза; *2* — текстолит ПТ; *3* — графитированный материал Д, пропитанный свинцом; *4* — цинковый сплав ЦАМ 10-5; *5* — фторопласт-4, бронзовая металлокерамика с фторопластом-4

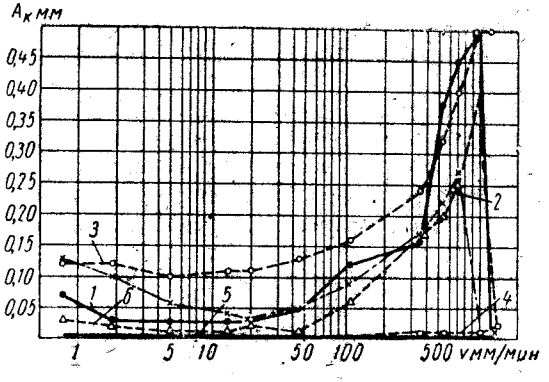


Рис. 45. Амплитуды колебаний при трении в зависимости от скорости скольжения для различных антифрикционных материалов (трение по чугуну, смазка — индустриальное 45, жесткость привода 37 кГ/мм, давление 2 кГ/см²):

1 — чугун; *2* — бронза; *3* — текстолит ПТ; *4* — графитированный материал Д, пропитанный свинцом; *5* — фторопласт-4, бронзовая металлокерамика с фторопластом-4; *6* — цинковый сплав ЦАМ 10-5

под давлением 0,1—0,2 *кГ/см²*. Вес стола с бабками 470 *кГ*. Среднее давление на направляющих стола 0,3 *кГ/см²*. Скорость перемещения стола 0,1—10 *м/мин*.

При работе гидросистемы и системы смазки направляющих на масле индустриальное 20 наблюдалось неустойчивое движение столов в диапазоне подач до 250 *мм/мин*. Для повышения чистоты шлифования была поставлена задача обеспечить скорость движения стола (при правке шлифовального круга алмазом) до 50 *мм/мин*. При работе со специальным маслом удалось обеспечить плавное движение столов станков при скоростях 25 *мм/мин* и выше.

Координатно-расточной станок со столом, имеющим одно перемещение по направляющим скольжения. Точность перемещения стола проверяли при смазке направляющих и ходового винта вазелиновым маслом. Величина минимального возможного перемещения стола колебалась от 12 до 36 *мк*. После смазки направляющих и ходового винта маслом ВНИИ НП-401 скачки стола прекратились и появилась возможность перемещать стол на 1 *мк*.

РАСЧЕТ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ НА РАВНОМЕРНОСТЬ ПОДАЧ

Задачи о движении с кулоновым трением описываются сложными нелинейными дифференциальными уравнениями или системами уравнений, которые, как правило, не решаются обычными аналитическими методами. В работах [11, 22, 39, 109, 111] сделаны попытки описать сложные процессы, протекающие при скачкообразном движении суппортов (столов) станков, линеаризованными дифференциальными уравнениями или системами дифференциальных уравнений. Основные причины скачкообразного движения наиболее полно учтены в теории скольжения тел с периодическими остановками [83], на основе которой разработана методика расчета (табл. 10).

В ряде случаев теоретические работы не могут дать с достаточной для практических целей точностью количественные показатели действительных процессов. Кроме того, необходимо проведение большого объема экспериментальных работ по определению расчетных коэффициентов.

Ниже излагается решение задачи о равномерности медленных перемещений узлов станков в общем виде на основе обработки экспериментальных материалов при помощи теории подобия [68]. При нахождении зависимостей между определяющими параметрами использованы экспериментальные данные, полученные в работах [58, 59, 66].

Для возможности применения теории подобия к решению поставленной задачи необходимо правильно выбрать уравнение движения. Наиболее часто используются уравнения типа $m_1\ddot{x} + h_c\dot{x} + k_1x - f_VN = 0$, так как в них входят основные параметры,

Таблица 10

Расчет неравномерности медленных перемещений по методике, разработанной В. Э. Пушем [83]

Исходные данные: масса перемещающегося узла m_1 в *кГ·сек²/мм*; жесткость привода k_1 в *кГ/мм*; скорость движения v в *мм/сек*; коэффициент затухания колебаний θ_1, разность сил трения покоя и движения ΔT в *кГ*.

Последовательность расчета и расчетные формулы			
Определяемая величина	Формула	Приближенная формула, действительная при весьма малых скоростях $v \ll v_c$	Приближенная формула, действительная при $v = v_c$
Критическая скорость v_c	$v_c = \dfrac{\Delta T}{A_c\sqrt{k_1 m_1}}$, где $A_c \approx \sqrt{4\pi\theta_1}$	—	—
Продолжительность скачка t_1	$e^{\theta_1\omega t_1} = \cos\omega t_1 + (\theta_1 - A)\sin\omega t_1$, где $\omega = \sqrt{\dfrac{k_1}{m_1}}$; $A = \dfrac{\Delta T}{v\sqrt{k_1 m_1}}$	$t_1 = \dfrac{\pi}{\omega}$	$t_1 = \dfrac{2\pi - \sqrt{4\pi\theta_1}}{\omega}$
Продолжительность остановки t_2	$\omega t_2 = \dfrac{1 + A^2 - 2A\theta_1}{A - \theta_1 - \operatorname{ctg}\omega t_1}$	$t_2 = \dfrac{\Delta T}{k_1 v}(2 - \pi\theta_1)$	$t_2 = \dfrac{\sqrt{4\pi\theta_1}}{\omega}$
Величина скачка $A_к$	$A_к = v(t_1 + t_2) = \dfrac{\Delta T}{k_1} f_s$	$A_к = \dfrac{\Delta T}{k_1}(2 - \pi\theta_1)$	$A_к = \dfrac{\Delta T}{k_1}\sqrt{\dfrac{\pi}{\theta_1}}$

оказывающие существенное влияние на характер движения: силы инерции $m_1\ddot{x}$, демпфирования $h_c\dot{x}$, упругости k_1x и трения f_VN. В этом уравнении: m_1 — масса перемещающегося тела (стола, суппорта); h_c — коэффициент сил сопротивления; k_1 — жесткость привода; $f_V = \varphi(v)$ — зависимость коэффициента трения от скорости; N — нормальная нагрузка. Однако решение подобного уравнения в общем виде невозможно, так как величина коэффициента трения f_V является нелинейной функцией скорости.

Проведенный экспериментальный и теоретический анализ смешанного трения показал, что коэффициент трения f_V можно выразить в виде $f_v = \varphi\left(\dfrac{\lambda}{\lambda_{кр}}\right)$, где $\lambda = \dfrac{\mu v}{\sigma}$ — характеристика режима работы (см. гл. II). В этих уравнениях: μ — коэффициент динамической вязкости в *спз* при рабочей температуре; v — скорость

скольжения в *м/сек*; σ — давление в *кГ/см²*; $\lambda_{кр}$ — характеристика режима работы, при которой начинается жидкостное трение.

Таким образом, анализ указанных выше уравнений движения показывает, что определяющими величинами являются следующие шесть параметров (табл. 11).

Таблица 11

Параметры	Условное обозначение	Размерность
Масса тела	m_1	$\frac{FT^2}{L}$
Жесткость привода	k_1	$\frac{F}{L}$
Скорость движения	v	$\frac{L}{T}$
Нормальное усилие	N	F
Коэффициент сил сопротивления	h_c	$\frac{FT}{L}$
Относительная характеристика режима работы	$\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$	—

При анализе колебательных систем с помощью теории подобия и теории размерности в качестве основных единиц обычно принимают силу F, длину L и время T. Тогда число безразмерных комплексов (критериев подобия) 6 — 3 = 3. Для их определения из числа шести величин выберем три, основные: массу тела m_1, жесткость привода k_1 и скорость движения привода v. Для анализа применим π-теорему. Для составления π-функций необходимо произведение трех основных величин, возведенных в некоторые произвольные степени α, β и γ, умножить поочередно на каждую из остальных трех величин и составить уравнение размерностей для каждого из указанных произведений. Величины показателей определяются из совместного решения полученных уравнений для показателей каждой из основных величин. Подставляя найденные значения показателей в исходные произведения, получаем соответствующие критерии подобия.

Итак, напишем выражения π-функций и их размерностей [68]:

$$\pi_1 = m_1^{\alpha} k_1^{\beta} v^{\gamma} \frac{\lambda}{\lambda_{кр}} = \left[\frac{FT^2}{L}\right]^{\alpha} \left[\frac{F}{L}\right]^{\beta} \left[\frac{L}{T}\right]^{\gamma} [0];$$

$$\pi_2 = m_1^{\alpha} k_1^{\beta} v^{\gamma} N = \left[\frac{FT^2}{L}\right]^{\alpha} \left[\frac{F}{L}\right]^{\beta} \left[\frac{L}{T}\right]^{\gamma} [F];$$

$$\pi_3 = m_1^{\alpha} k_1^{\beta} v^{\gamma} h_c = \left[\frac{FT^2}{L}\right]^{\alpha} \left[\frac{F}{L}\right]^{\beta} \left[\frac{L}{T}\right]^{\gamma} \left[\frac{FT}{L}\right].$$

Получаемая после преобразований система безразмерных параметров—критериев подобия, необходимая для анализа равномерности медленных перемещений суппортов (столов) металлорежущих станков, имеет вид $\pi_1 = \frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$ (критерий характеризует подобие условий трения в направляющих); $\pi_2 = \frac{N}{v\sqrt{k_1 m_1}}$ (критерий характеризует подобие условий нагружения); $\pi_3 = \frac{h_c}{\sqrt{k_1 m_1}}$ (критерий характеризует подобие условий демпфирования в системе).

Анализ характера медленных перемещений узлов станков следует производить в следующем порядке:

1. Определяется $\pi_1 = \frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$ — относительная характеристика режима работы направляющих, показывающая, насколько заданный режим работы близок к режиму жидкостного трения. Первый этап расчета позволяет оценивать величину трения в направляющих и выбрать их оптимальные параметры из условий максимального приближения к режиму жидкостного трения.

Характеристика режима работы $\lambda = \frac{\mu v}{\sigma}$, соответствующая заданным значениям μ, v и σ, вычисляется для типичных условий работы направляющих: наибольшая нагрузка, малая, средняя и высокая скорости и т. д. Критическая характеристика режима работы $\lambda_{кр}$, соответствующая началу жидкостного трения, может быть вычислена по формуле (4) гл. IX.

Величина критической скорости $v_{кр}$ определяется по формуле

$$v_{кр} = \frac{\lambda_{кр}\sigma}{\mu}.$$

Затем определяется $\pi_1 = \frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$ и производится анализ полученных результатов.

Если $\pi_1 \geqslant 1$, то направляющие работают в режиме жидкостного трения и опасаться появления неравномерного движения не приходится. Если $\pi_1 = 0{,}7 \div 0{,}95$, то надо попробовать приблизить эту величину к единице за счет улучшения условий создания жидкостного трения (выбором оптимального числа поперечных смазочных канавок, повышением вязкости масла и т. д.). Если π_1 после всех возможных улучшений остается меньше единицы, то появление скачков возможно и анализ должен быть продолжен.

2. Определяются параметры $\pi_2 = \frac{N}{v\sqrt{k_1 m_1}}$ и $\pi_3 = \frac{h_c}{\sqrt{k_1 m_1}}$, характеризующие условия нагружения стола и демпфирование в механизме привода стола.

Предварительно на график наносят полученное экспериментальным путем семейство кривых, характеризующих функциональную зависимость π_2 от π_3. Каждая кривая строится для определенного значения π_1 и делит всю площадь графика на зоны

(рис. 46): неравномерного движения *(I)* и равномерного движения *(II)*. Эксперименты проводят либо на специальной модели, либо на одном из станков гаммы. На график наносят значения π_3' и π_2' для исследуемого случая и находят точку A, соответствующую этим координатам. В зависимости от того, в какую зону попадает эта точка, видно, каков будет характер движения стола (суппорта) и как надо изменить (в случае необходимости) π_2 или π_3, чтобы обеспечить равномерность движения. Кроме того, из полученной величины π_2 можно определить критическую скорость v_c, которая служит границей равномерного и неравномерного движения при данной величине демпфирования в системе:

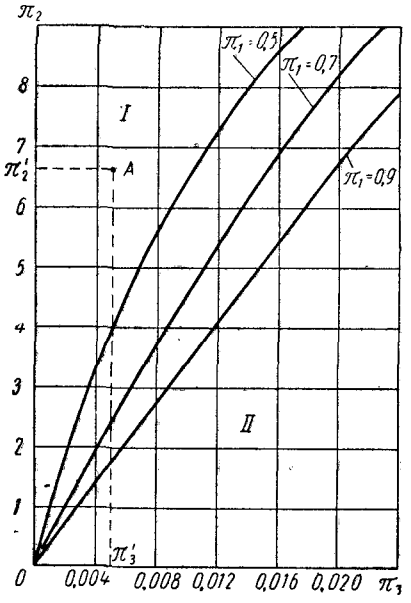


Рис. 46. Зависимость между критериями подобия π_2 и π_3 (при различных значениях критерия π_1)

$$v_c = \frac{N'}{\pi_2 \sqrt{k_1 m_1}}.$$

Если изменить π_2 или π_3 практически очень трудно (т. е. критическая скорость велика), следует применить для смазки направляющих специальное масло марки ВНИИ НП-401 или использовать другие средства повышения устойчивости движения.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ

При оценке влияния различных факторов на равномерность движения следует рассматривать два участка области смешанного трения: участок весьма малых скоростей и остальную область смешанного трения. Для первого участка характерно скачкообразное движение с остановками, для второго — колебания скорости, близкие к гармоническим.

Все факторы, способствующие повышению гидродинамической несущей способности (повышение вязкости масла, чистоты и точности направляющих, улучшение маслораспределения), сдвигают границу между указанными участками в сторону более низкой скорости и расширяют область режимов работы, при которых отсутствуют какие бы то ни было колебания. Это объясняется снижением силы трения и уменьшением области смешанного трения.

Однако перечисленные факторы почти не влияют на характеристику трения и равномерность движения при самых малых скоростях; здесь исключительно эффективны средства, приводящие к резкому уменьшению коэффициента трения покоя и, следовательно, снижающие крутизну кривой $f - v$ в область наименьших скоростей. Такими средствами является применение (рис. 47) специальных материалов для накладных направляющих; масел, содержащих поверхностно-активные присадки, в частности масла

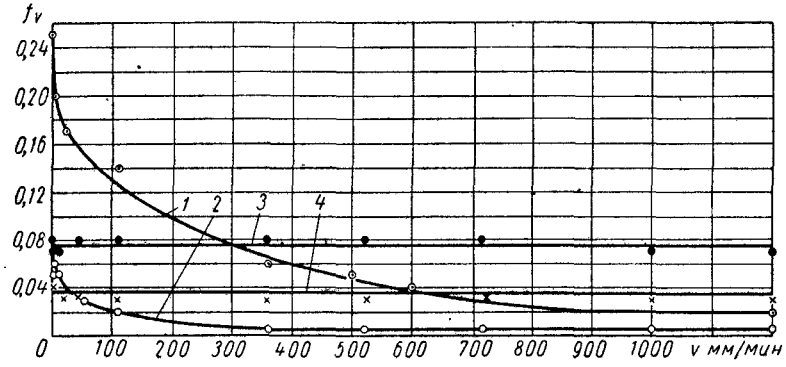


Рис. 47. Сравнение эффективности различных методов снижения трения в направляющих:

1 — чугун — чугун (масло индустриальное 45, подача смазки без давления); *2* — чугун — чугун (с гидроразгрузкой, $p = 2$ *кГ/см²*); *3* — чугун — чугун (масло ВНИИ НП-401); *4* — фторопласт-4 — чугун (масло индустриальное 45)

ВНИИ НП-401; эффективных методов смазки; направляющих качения и др.

1. Применение специальных материалов. Положительные результаты в обеспечении равномерности медленных перемещений, полученные при испытании цинковых сплавов, позволяют значительно расширить использование недефицитных и сравнительно дешевых цинковых сплавов для накладных направляющих станков. Применение этих сплавов позволяет повысить равномерность перемещения в станках некоторых типов, направляющие которых невозможно полностью предохранить от попадания загрязняющих элементов (в расточных, продольно-фрезерных и других станках). Применение бронзовой металлокерамики, пропитанной фторопластом-4, и фторопласта-4 позволяет обеспечить равномерность медленных перемещений (см. рис. 45). Ввиду низкой износостойкости этих материалов при абразивном изнашивании их применять можно только при работе с чистой смазкой и давлениях менее 1 *кГ/см²*. Эти материалы можно рекомендовать заводам для эксплуатационных испытаний в направляющих бабок круглошлифовальных и резьбошлифовальных станков.

2. **Применение специальных масел** является наиболее простым и эффективным средством, обеспечивающим равномерность движения [69]. Эти масла могут быть применены для значительной части парка работающих станков без внесения существенных изменений в их конструкции, что является особенно ценным. В качестве основного масла рекомендуется масло марки ВНИИ НП-401 по ГОСТу 11058—64.

Коэффициенты трения, получаемые при использовании специальных масел (применительно к работе направляющих при скоростях подач), приведены в табл. 9.

Специальные масла рекомендуются для смазки направляющих скольжения бабок шлифовального круга и столов круглошлифовальных станков, бабок плоскошлифовальных станков, столов координатно-расточных станков, столов продольно-копировально-фрезерных станков и др. (см. гл. VI), где не обеспечивается требуемая равномерность медленных движений или точность установочных перемещений. Рекомендуется применение специальных масел также для смазки передачи «винт-гайка» (например, в координатно-расточных станках).

Сборку и испытание станков необходимо производить с использованием обычно применяемых индустриальных масел (без присадок), устраняя все дефекты сборки и обеспечивая требуемую точность сопряжения пар трения. Если все принятые меры по обеспечению равномерности движения не дают требуемого результата, рекомендуется использовать специальные масла.

Перед заливкой специального масла в станки необходимо:

1) проверить правильность сборки и регулировки механизма подач и направляющих станка;

2) измерить неравномерность медленных перемещений с применением обычного масла следующим образом: при скоростях до 50 *мм/мин* — с помощью индикатора с ценой деления 0,01 *мм* и ходом 10 *мм*, при скоростях движения свыше 50 *мм/мин* — при помощи отметчиков неравномерности конструкции ЭНИМС, например типа И-31 или ПН-11; в случае недостаточной равномерности движения необходимо провести работы, указанные в пп. 3—6;

3) промыть систему смазки чистым керосином, затем свежим маслом индустриальное 12; направляющие и ходовой винт протереть керосином, затем специальным маслом;

4) залить систему смазки специальным маслом;

5) обкатать станок в течение 4 *ч* для создания эффективной смазочной пленки;

6) измерить неравномерность медленных перемещений при тех же условиях, что и в п. 2; на основе результатов измерения неравномерности движения решается вопрос о целесообразности применения специального масла для данного станка.

3. **Применение эффективных методов смазки.** Сила трения в направляющих определяется весом движущихся частей, нагрузкой от внешних сил (сил резания и др.), силами зажатия планок, клиньев и коэффициентом трения, зависящим от материала направляющих и условий смазки (см. гл. II). Влияние планок и клиньев определяется точностью изготовления и сборки направляющих.

Повышение равномерности движения может быть достигнуто уменьшением сил трения. Для снижения трения необходимо повышать относительное значение гидродинамической подъемной силы в направляющих смешанного трения в соответствии с рекомендациями в гл. II.

Гидроразгрузка наиболее эффективна для направляющих кругового движения (в зубофрезерных станках, шлифовальных станках с круглым столом), а также для направляющих столов копировально-фрезерных и бабок шлифовальных станков.

Гидростатические направляющие являются перспективными в первую очередь для станков с программным управлением, копировально-фрезерных, шлифовальных, расточных и карусельных.

4. **Применение направляющих качения.** Радикальным решением проблемы равномерности и точности медленных перемещений при одновременном снижении сил трения является переход на направляющие качения. Для снижения трения в паре ходовой винт—гайка применяют передачи винт—гайка качения. Сочетание обоих мероприятий — переход на направляющие качения и на шариковые гайки — способствует получению весьма точных перемещений.

В некоторых случаях направляющие выполняют комбинированными — разгрузка направляющих скольжения при помощи подпружиненных роликов.

5. **Повышение жесткости механизма привода и другие конструктивные мероприятия.** Равномерность движения суппортов и столов станков зависит от жесткости приводного механизма, приведенной к его последнему звену (столу, суппорту и т. п.). Для повышения приведенной жесткости целесообразно выбирать наибольшую редукцию на последнем звене.

Повышение жесткости привода подачи может быть достигнуто сокращением длины цепи подачи; применением достаточно жестких валов; применением жестких кронштейнов для штоков гидравлических цилиндров подачи, жестких планок для опор ходовых винтов подачи, применением специальных устройств для предотвращения попадания воздуха в гидросистему подачи и т. д.; тщательной пригонкой стыков; введением в конце цепи подачи самотормозящей пары: винт—гайка, червяк—рейка или червяк—червячная шестерня. При имеющейся конструкции длинного ходового винта жесткость его (без увеличения диаметра) может быть увеличена

фиксированием в осевом направлении обеих опор, расположенных по концам винта; применением предварительного натяга упорных подшипников. В особых случаях следует переходить к упорным подшипникам скольжения с тщательной пригонкой опорных поверхностей.

Создание привода станка с учетом необходимости обеспечения равномерности движения приводит обычно к значительному увеличению габаритов привода, а возможности в этом направлении часто ограничены.

Для большего повышения жесткости может быть использован магнитострикционный привод подачи.

Среди других конструктивных мероприятий следует отметить: а) устранение неравномерного распределения нагрузки между направляющими; б) совмещение векторов равнодействующих сил трения и тягового усилия привода правильным расположением приводного элемента по отношению к направляющим.

6. **Принудительное осциллирование перемещающегося узла.** В работе [131] показана возможность повышения плавности перемещения путем наложения ультразвуковых колебаний. С целью устранения скачков каретки и уменьшения трения покоя станина станка подвергается вибрации с малой амплитудой и частотой около 25 000 *гц* при помощи ультразвукового магнитострикционного вибратора. Колебания вибратора передаются станине через жидкость, налитую в станину. Этот метод обеспечивает некоторое повышение точности малых перемещений, но, видимо, не получит широкого промышленного внедрения ввиду сложности и дороговизны необходимого оборудования.

Советскими исследователями предложен способ повышения плавности перемещения и точности установки [12], отличающийся тем, что осуществляется вибрация перемещающейся детали с очень малой амплитудой в плоскости ее скольжения с промышленной частотой 25—500 *гц* от вибратора. Вибрацию производят в направлении, перпендикулярном перемещению детали (ползуна), и выключают сначала рабочий привод, а затем вибратор, что обеспечивает большое повышение точности установки.

7. **Повышение качества изготовления и сборки.** Равномерность движения столов станков определяется качеством изготовления и сборки направляющих и привода подач почти в такой же степени, как и конструкцией, так как: а) этим в значительной степени определяются силы трения в направляющих и приводе, которые обычно влияют на характер медленных перемещений; погрешности в изготовлении и сборке и неправильное регулирование (перетяжка) направляющих могут увеличить силы трения в несколько раз; б) повышение крутильной жесткости приводов зависит от хорошей пригонки шпонок, правильных посадок по шлицам в шлицевых соединениях, уменьшения боковых зазоров между зубьями и т. д.

Глава V. МАТЕРИАЛЫ НАПРАВЛЯЮЩИХ

ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К МАТЕРИАЛАМ ДЛЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ

1. *Износостойкость.* Износ направляющих определяет длительность сохранения требуемой точности обработки, а во многих случаях и работоспособность связанных с направляющими пар трения, например передач ходовой винт — гайка, червяк — рейка и др., перемещающих столы (салазки) по направляющим. Важны износостойкость пар трения в условиях абразивного изнашивания и схватывания и способность направляющих противостоять ударам.

2. *Благоприятные характеристики трения,* в том числе: низкий коэффициент трения покоя f_t и слабая его зависимость от продолжительности неподвижного контакта; низкий коэффициент трения движения f_v и слабая его зависимость от скорости скольжения (в диапазоне малых подач).

3. *Минимальные деформации* во времени вследствие остаточных напряжений, в основном в станинах и корпусных деталях станков.

4. *Стойкость в рабочих средах при рабочей температуре.* При использовании неметаллических (пластмассовых) накладных направляющих важными требованиями являются: а) стойкость и стабильность размеров при работе в масле, воде и при повышенной влажности воздуха. Пластмассы, применяемые для направляющих главного движения, должны быть маслостойкими при температуре до 120—150° С и для всех остальных направляющих — при температуре до 60° С. Необходима стойкость к действию слабых кислот и щелочей; б) отсутствие холоднотекучести при статических нагрузках с напряжением сжатия до 50 $кГ/см^2$); в) малое различие коэффициентов линейного расширения пластмассы и чугуна; г) теплостойкость.

5. *Жесткость.* Требование относится в основном к неметаллическим материалам. Применение пластмассовых накладных направляющих может вызвать некоторое снижение суммарной жесткости суппортов (столов, бабок) что существенно в прецизионных станках. Это требование важно также при накладных направляющих (металлических), так как вводится дополнительный стык.

6. *Малая шероховатость поверхности.* Требование существенно в основном для неметаллических направляющих, у которых не всегда можно получить необходимую малую шероховатость рабочих поверхностей.

Ввиду невозможности количественной оценки многих пластмасс по ряду указанных выше критериев пригодность их для направляющих оценивается сравниванием с текстолитом ПТ.

7. *Экономичность.* Определяется сопоставлением затрат на изготовление направляющих и экономии, получаемой при выполнении

указанных выше требований. Расчеты показывают, что повышение долговечности направляющих, достигаемое применением лучших материалов, термической обработки и других мероприятий, обычно увеличивающих стоимость направляющих, экономически оправдано.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ ДАННОЙ ПАРЫ ТРЕНИЯ МЕЖДУ СОПРЯЖЕННЫМИ НАПРАВЛЯЮЩИМИ

Пару трения, как правило, следует комплектовать из разнородных материалов, имеющих неодинаковый состав или структуру и разную твердость, так как в противном случае она, вследствие более интенсивного схватывания, будет иметь пониженную износостойкость. Назначение материалов сопряженных направляющих прямолинейного движения производится в зависимости от соотношения их длин. Направляющие большей длины (более длинный элемент пары трения) следует изготовлять из более износостойкого и твердого материала. Это объясняется следующим.

1. Направляющие большей длины изнашиваются неравномерно по длине, причем износ обычно невозможно компенсировать регулировкой даже частично; неравномерность износа оказывает наибольшее влияние на точность обработки. Направляющие меньшей длины обычно изнашиваются больше сопряженных с ними направляющих (при условии изготовления из материалов одинаковой износостойкости), однако их износ меньше сказывается на точности обработки и во многих случаях может быть частично компенсирован регулировкой.

2. Погрешности в контакте быстрее устраняются при приработке менее износостойких направляющих меньшей длины.

3. Трудоемкость изготовления и ремонта ниже, так как направляющие меньшей длины обычно пригоняются шабрением.

4. Открытые направляющие большей длины подвержены случайным повреждениям (забоинам, царапинам) и т. д.

В подавляющем большинстве случаев неподвижная (в относительном движении) деталь имеет направляющие большей длины, а перемещаемая — направляющие меньшей длины.

Для направляющих кругового движения возможны два решения — менее износостойкий материал пары может устанавливаться на перемещаемой (планшайбе, столе) либо на неподвижной (основании) деталях. Все же менее износостойкий материал рекомендуется устанавливать на перемещаемой детали. Такая установка имеет следующие преимущества: 1) уменьшается скорость изнашивания направляющих основания, к сохранению точности которых должны предъявляться более высокие требования (направляющие основания — база, относительно которой ориентированы другие узлы станка); 2) уменьшается трудоемкость ремонта благодаря возможности обработки направляющих планшайбы на станке; 3) обеспечивается лучшая сохранность клинообразующих скосов на направляющих основания.

В некоторых случаях от указанного выше правила выбора материалов для элементов пары трения могут быть сделаны отступления. На рис. 48 показаны результаты лабораторных испытаний износа различных сочетаний закаленных с нагревом т. в. ч. и незакаленных образцов из чугуна СЧ 21-40 при возвратно-поступательном движении по схеме на рис. 27, *г* (см. гл. III). Условия испытаний: давление $\sigma = 10$ *кГ/см*^{2}; средняя скорость скольжения $v = 7$ *м/мин;* длина хода нижнего образца $l_x = 100$ *мм;* путь трения $s = 3000$ *м;* работа с загрязнением поверхностей трения (смесью из равных по объему частей люберецкого песка, электрокорунда, чугунной стружки и стальной окалины) и обильной смазкой. Эти эксперименты, проведенные в условиях преимущественно абразивного изнашивания, имитирующие условия работы открытых направляющих прямолинейного движения, показали, что в паре из двух чугунных образцов разной твердости комбинация короткий (верхний) образец закаленный — длинный (нижний) образец незакаленный (пара № 1) предпочтительнее, чем короткий образец незакаленный — длинный образец закаленный (пара № 2). Пара № 1 обеспечивает несколько меньший суммарный износ образцов за счет значительно меньшего износа нижнего образца и меньшего повышения шероховатости изношенной поверхности обоих образцов. Полученный результат объясняется тем, что вследствие неравномерного износа верхнего образца по длине, т. е. при более интенсивном износе концов верхнего образца, твердые частицы загрязнения попадают в образующийся клин; при этом одна часть их вдавливается и закрепляется в рабочих поверхностях образцов, другая — перемещается относительно нижнего образца, заклиниваясь в образующемся клине, и третья — проходит дальше в область трения, шаржируя сопряженные поверхности и перекатываясь между ними. В паре № 2 твердые частицы в большей степени шаржируют незакаленный верхний образец, что и приводит к относительно большему повышению износостойкости верхнего незакаленного образца по сравнению с нижним закаленным. В паре № 1 твердые частицы в большей мере шаржируют нижний образец, однако ввиду относительно высокой износостойкости закаленного верхнего образца неравномерность его износа меньше, чем у верхнего незакаленного образца предыдущей пары, что было экспериментально установлено. Таким образом, уменьшается количество загрязняющих частиц, активно участвующих в износе, что приводит к уменьшению износа нижнего образца.

В ряде случаев основным критерием долговечности направляющих является минимальный суммарный износ направляющих кинематической пары, например в револьверных станках для направляющих пары продольные салазки суппорта — станина.

В этих случаях при технологически простой форме направляющих (прямоугольной), позволяющей получить точный контакт путем шлифования сопряженных направляющих, а также при наличии защиты направляющих, обеспечивающей предохранение их от случайных повреждений, направляющие меньшей длины (салазок) выгоднее изготовлять закаленными, а большей длины (станины) — незакаленными. Это особенно целесообразно при длине хода существенно большей длины перемещаемой корпусной детали.

Резкое повышение долговечности достигается при сопряжении двух закаленных направляющих (см. рис. 48). Соответственно для тяжелонагруженных направляющих, работающих в условиях интенсив-

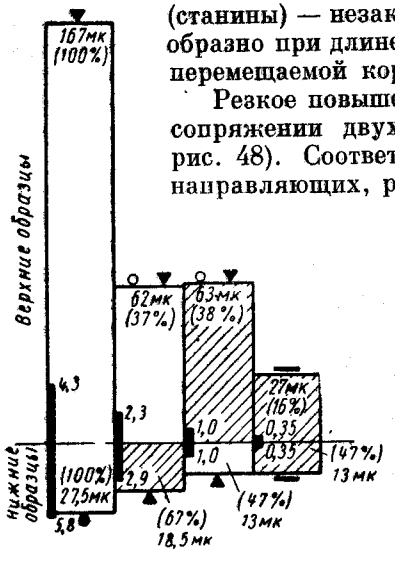


Рис. 48. Сопоставление средних значений износа различных сочетаний образцов:

закаленных с нагревом т. в. ч. (заштрихованы) *HRC* 47—51, и незакаленных образцов из чугуна СЧ 21-40 (твердость верхних и нижних образцов соответственно *НВ* 181—207 и *НВ* 210—225); залитая горизонтальная линия — задиров, царапин и крупных рисок нет; светлый кружок — имеются отдельные царапины и крупные риски; черный треугольник — имеются отдельные следы задиров, есть царапины, крупные риски; черный кружок — имеются задиры и царапины, поверхность грубая; черные столбики — чистота поверхности (среднее значение R_a *мк*)

ного загрязнения отходами обработки, при технологически простой конструктивной форме направляющих последние могут изготовляться закаленными одновременно у обеих сопряженных деталей. При этом механическая обработка направляющих должна обеспечить высокую точность их сопряжения.

ХАРАКТЕРИСТИКА ПАР ТРЕНИЯ ДЛЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Материалы, применяемые для направляющих, можно разделить на четыре группы: 1) чугуны незакаленные; 2) закаленные и другие материалы высокой твердости; 3) цветные сплавы; 4) пластмассы. Свойства описанных ниже материалов, в частности характеристики трения и износостойкость, рассматриваются при их работе в паре с чугуном соответствующей марки, незакаленным (исключения оговорены).

Чугуны незакаленные. Анализ работ по изучению износа чугуна применительно к условиям преимущественно абразивного изнашивания направляющих показывает, что износостойкость чугунов возрастает с повышением твердости при переходе от ферритной к перлитной и далее к мартенситной структуре; различие в износостойкости между ферритными и перлитными чугунами значительно меньше, чем между перлитными и мартенситными [3, 21, 91]. Уменьшение размера графитовых включений способствует повышению износостойкости чугуна [72].

Легирование чугуна никелем и хромом (например, 1,2—1,5% Ni и 0,4—0,5% Cr), присадка меди (порядка 0,5%), легирование молибденом в комбинации с медью, хромом и никелем применяется в основном для станин и корпусных деталей прецизионных станков с закаленными направляющими. В лабораторных исследованиях абразивного изнашивания установлено, что в пределах перлитной и ферритной структур нет существенного различия в износостойкости легированных и нелегированных чугунов [21, 113]. Большей износостойкостью обладают высоколегированные чугуны [36, 113]. Легирование чугуна, особенно для станков нормальной точности при выполнении направляющих (незакаленных) за одно целое со станиной (или столом), хотя и приводит к некоторому повышению их износостойкости, все же нецелесообразно, так как приходится легировать материал всей станины. Из легированного чугуна можно изготовлять накладные закаленные направляющие, особенно при сложной форме сечения.

Выбор марок чугуна для отливок направляющих и требования к прочности, твердости и микроструктуре чугуна регламентируются ТУ 2—024—708—67. Твердость направляющих должна быть не менее *НВ* 180 *кГ/мм²*; для тяжелых отливок массой более 7000 *кг* допускается снижение твердости до 170 *кГ/мм²*. Для столов, салазок, бабок с направляющими скольжения меньшей длины, чем у сопряженных деталей, твердость направляющих должна быть не менее *НВ* 170 *кГ/мм²*.

Направляющие движения подачи с парой трения чугун—чугун токарных, револьверных, фрезерных, расточных и ряда других станков при несовершенных защитных устройствах и граничном трении имеют высокую скорость изнашивания; это не позволяет обеспечить длительную работу станка без ремонта. Направляющие главного движения, при невозможности исключить работу в режиме смешанного трения, недостаточно надежны — во многих случаях образуются задиры. Пара трения чугун—чугун остается еще наиболее распространенной, однако при интенсивной работе направляющих она не отвечает современным требованиям.

Пару трения чугун — чугун целесообразно использовать: а) для направляющих станков, предназначенных для легких работ, и прецизионных станков, имеющих хорошую изоляцию направляющих от загрязнения, принудительную смазку и конструкцию, обеспечивающую малую скорость изнашивания направляющих; б) для редко работающих направляющих; в) для менее ответственных направляющих, износ которых не оказывает значительного влияния на точность обработки.

Закаленные и другие материалы высокой твердости. Во многих работах по изучению износостойкости материалов в условиях абразивного изнашивания и схватывания, характерных для направляющих станков, показано, что термическая обработка стальных и чугунных деталей до высокой твердости значительно повышает их износостойкость.

Износостойкость сталей при абразивном изнашивании возрастает при увеличении содержания углерода; с повышением твердости при переходе от перлитной к сорбитной, трооститной и мартенситной структурам за счет термической обработки; с повышением содержания ряда легирующих элементов — хрома, никеля, вольфрама и др. [26, 105]. При трении закаленной стали в паре с перлитным чугуном, шаржированным абразивом, ее износостойкость повышается при увеличении количества, степени дисперсности и твердости карбидов; карбиды вольфрама и хрома тверже карбидов железа [128]. Износ пар трения в присутствии свободного абразива существенно зависит от способности элементов пары удерживать частицы абразива. Например, при трении образцов из шарикоподшипниковой стали, закаленных (*HRC* 65) и отпущенных (*HRC* 55; 59) по той же стали без отпуска (*HRC* 65), абразив более прочно закрепляется в отпущенных более вязких образцах, что снижает их износ (износ уменьшается с понижением твердости); при трении тех же образцов по шаржированному абразивом чугуну, прочно удерживающему абразивные частицы, решающее значение имеет твердость образцов.

Высокой износостойкостью отличаются хромированные и азотированные стали [3, 26, 33, 71]. Интенсивность износа цементированного, цианированного и азотированного слоев металла увеличивается по мере изнашивания поверхностного слоя [26]. Повышение износостойкости чугуна, получаемое в результате закалки на мартенсит, имеет место в большей мере у легированных чугунов [21].

Указанные зависимости между износостойкостью и свойствами чугуна и стали при абразивном изнашивании во многом качественно совпадают с аналогичными зависимостями, установленными в работах, где основным видом изнашивания было схватывание [32, 113].

В обоих случаях износостойкость доэвтектоидной стали и серого чугуна непосредственно связана с количеством углерода, находящимся в виде цементита, и твердостью, определяемой состоянием цементита в сплаве. Термическая обработка стали и чугуна с получением повышенной твердости увеличивает износостойкость в обоих случаях. К аналогичным результатам приводит легирование стали и чугуна хромом, никелем, вольфрамом и рядом других элементов с последующей термической обработкой и получением закалочных структур. Высокая износостойкость достигается при хромировании и азотировании. В парах сталь — сталь и чугун — чугун повышение износостойкости одного из элементов снижает износ каждого из них.

Применение закаленных и других материалов высокой твердости. Закаленные направляющие выполняют за одно целое со станиной (чугун), а также в виде накладных направляющих. Станины (корпусные детали) с направляющими, подвергаемыми закалке, изготовляют из серого чугуна, серого модифицированного чугуна и чугуна с присадками никеля, хрома, молибдена и других легирующих элементов. Для изготовления накладных направляющих (планок) используют следующие материалы и термическую обработку: стали, подвергаемые цементации и закалке; высокоуглеродистые хромистые закаленные стали; конструкционные углеродистые закаленные стали; легированные стали, подвергаемые азотированию; графитизированные закаленные стали; стали, подвергаемые цианированию и закалке; легированные и модифицированные чугуны и т. д. Ниже приведены примеры применения ряда указанных материалов, а также покрытий направляющих в зарубежных станках различных типов.

Фирма Экс—Целл—О (США) изготовляет накладные направляющие из стали 8620 (0,18—0,23% C; 0,7—0,9% Mn; 0,4—0,7% Ni; 0,4—0,6% Cr; 0,15—0,28% Mo), близкой по составу к отечественной стали 20ХНМ, но с меньшим содержанием никеля; направляющие планки толщиной 40—50 *мм* цементируются и закаливаются в вертикальном положении, *HRC* 60—65.

Выпускаемые в США накладные стальные двухслойные направляющие различных профилей имеют толстый слой износостойкой стали высокой твердости (*HRC* 64—66) и мягкую сердцевину, облегчающую возможность их крепления. Рабочий слой из хромистой шарикоподшипниковой стали SAE 52100 (0,95—1,1% C; 0,3—0,6% Mn; 1,2—1,5% Cr; 0,2—0,3% Si; $P \leqslant 0{,}025\%$, $S \leqslant 0{,}025\%$) толщиной 4,8 *мм* приварен при температуре 1260° C под давлением 2500 *т* к стальной сердцевине (сталь Ст. 10), не воспринимающей закалки. Поставляются направляющие шлифованными с точностью ± 5 *мк;* применяются в револьверных станках Гишолт, Акмэ и др.

Азотированные накладные направляющие (глубина азотирования 0,5 *мм*) применяют в тяжелых токарных станках фирмы Кревен (Англия).

В токарных станках Ле Блонд (США) с наибольшим диаметром обработки ($D_{max} = 450 \div 1330$ *мм*) направляющие станины под салазки и — нижних салазок под поперечные салазки выполнены в виде накладных, закаленных с нагревом газовым пламенем (*HRC* 61—63), направляющих из специальной инструментальной графитизированной стали, содержащей свободный углерод. Сопряженные с ними направляющие — из чугуна, а в станках больших размеров ($D_{max} = 1170$ и 1330 *мм*) на направляющих продольных салазок накладки из слоистой пластмассы, обеспечивающей

равномерность подачи. Фирма Американ Тул Воркс, использующая направляющие из графитизированной стали в токарных и других станках, подвергает их после закалки обработке холодом (выдержка 8 *ч* при 100° С) с целью исключить коробление; эта обработка повышает также твердость направляющих примерно на две единицы *HRC* [123].

Накладные стальные цианированные закаленные направляющие применяют, например, на станине и стойках продольно-фрезерных станков швейцарской фирмы Старр с шириной стола 1000—1500 *мм*. Накладные закаленные направляющие изготовляют в ряде случаев из чугуна, особенно при сложной форме сечения. Например, из модифицированного чугуна, *HB* ≈ 450, изготовляют (при шлифовании в сборе со станиной) направляющие под салазки суппорта тяжелых токарных станков фирмы Морандо (Италия). Из специального чугуна изготовляют накладные направляющие в тяжелых расточных станках разных типов фирмы Гиддингс и Льюис (США); планки сечением 203 × 70 *мм*, наибольшей длиной до 3 *м* закаливаются с трех сторон с нагревом газовым пламенем — на глубину 3,5 *мм*, *HRC* 53—56.

Хромирование направляющих станин (стоек) — мерное покрытие твердым хромом, толщиной 25—50 *мк*, *HRC* 68—72 — применяют в США и ФРГ для направляющих шлифовальных, расточных, поперечно-строгальных, токарных и других станков. Хромированию подвергают чугунные незакаленные (иногда закаленные) направляющие, выполненные заодно со станинами, а также накладные стальные и чугунные закаленные направляющие [126]. Например, накладные направляющие из модифицированного чугуна, покрытые слоем хрома, применяют в протяжных станках фирмы Ляпойнт (на сопряженных направляющих салазок — текстолит). Хромируют направляющие и из алюминиевого сплава (узлы, имеющие возвратно-поступательное движение с высокой скоростью). Хромирование выполняется гальваническим методом и является окончательной операцией обработки направляющих; неравномерность слоя хрома 2 *мк*. После хромирования шабреной поверхности характерный для нее рельеф сохраняется.

Фирма Зокка (Италия) выпускает токарные, шлифовальные и расточные станки, на направляющих которых напыляют слой молибдена или метколоя с последующим шлифованием. Твердость молибденовой проволоки *HB* 370; твердость кристаллов молибдена после напыления *HB* 700. Проволока метколой содержит 13%Cr и 0,3% C, *HB* 285; твердость покрытия *HB* 610. Покрытие хорошо удерживает масло в порах и обеспечивает равномерность перемещений рабочих органов. Слой молибдена не более 0,5 *мм* во избежание отслаивания [96].

Фирма Черчиль — Редман (Англия) выпускает токарные и многорезцовые станки с напыленным на направляющие станин и салазок слоем сплава, содержащим 99% молибдена или сплава

с 18% хрома [120]. Покрытие имеет толщину 0,25—0,30 *мм;* при шлифовании снимается 0,12 *мм*.

В патенте США (№ 3150940) описан способ металлизации шлифованных или шабреных направляющих молибденом толщиной 25—50 *мк*, покрывающим не более 75% площади направляющих. За счет нанесения слоев молибдена с перекрытием создаются хаотически расположенные пирамидальные возвышения (рис. 49); напыленная поверхность притирается чугунным притиром *1*. Площадки контакта (заштрихованы) занимают около 10% площади покрытия; на 1 *см*² площади покрытия 30—35 площадок.

Рекомендации. Изучение опыта эксплуатации станков, а также результаты лабораторных и стендовых испытаний износа материалов показывают, что существенное повышение долговечности направляющих достигается термической обработкой с получением высокой твердости; при этом износостойкость закаленных направляющих подач, работающих с загрязненной смазкой (в условиях преимущественно абразивного изнашивания), может быть увеличена (по результатам эксплуатационных исследований) примерно до 2—2,5 раз, а сопротивляемость схватыванию (образованию задиров) — многократно.

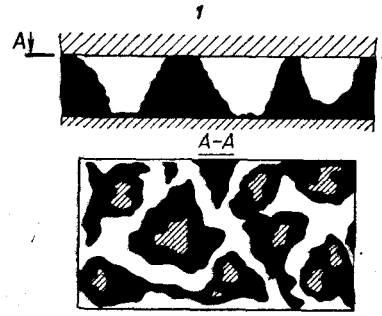


Рис. 49. Направляющие, покрытые молибденом

Повышение износостойкости достигается у обоих элементов пары трения — закаленного и незакаленного, при этом в большинстве случаев в большей мере — у незакаленного элемента.

Большим преимуществом пар трения чугун — закаленные чугун или сталь в сравнении с парами трения чугун — чугун и цветной сплав (пластмасса) — чугун является то, что они одновременно имеют высокую износостойкость как в условиях абразивного изнашивания, так и схватывания. Выше указывалось, что после одного-двух лет двухсменной работы около 50% токарных и револьверных станков имели задиры на незакаленных чугунных направляющих. В то же время из 260 станков тех же типов с закаленными направляющими станины, проработавших больше времени — не менее двух-трех лет (в переводе на двухсменную службу), — лишь около 8% станков имели небольшие задиры, многократно меньшей интенсивности, чем на незакаленных направляющих. При закалке направляющих увеличивается также их стойкость против случайных повреждений (от ударов).

Сравнительная износостойкость направляющих из ряда материалов по результатам длительных эксплуатационных испытаний около 250 станков дана в табл. 12. Износостойкость закаленных направляющих из модифицированного чугуна существенно выше,

Таблица 12

Сравнительная износостойкость в эксплуатации ряда материалов, применяемых для направляющих станины токарных и револьверных станков

Тип станка	Материал, термическая обработка и твердость направляющих станины[1]	Средняя относительная износостойкость ε_o
Токарный	Серый чугун СЧ 21-40, *HB* 182	1
	Сталь типа стали 45, поверхностная пламенная закалка светильным газом, *HRC* 52	1,3
	Легированный никелем модифицированный чугун[2], поверхностная пламенная закалка кислородно-ацетиленовым пламенем, *HRC* 50	1,9
Револьверный	Серый чугун СЧ 21-40, *HB* 181	1
	Конструкционная углеродистая сталь, закалка, отпуск, *HRC* 47	1,35
	Конструкционная углеродистая цементируемая сталь, цементация, закалка, отпуск, *HRC* 56	1,6
	Хромистая шарикоподшипниковая сталь типа ШХ15, SAE 52100 (двухслойные направляющие), закалка, отпуск *HRC* 60	2,1

[1] Салазки из чугуна СЧ 15-32, СЧ 21-40 или чугуна аналогичных свойств. Твердость указана средняя по фактическим значениям.
[2] Выплавляется на шихте с большим процентом стали, твердость направляющих до закалки *HB* 225—240.

чем стальных закаленных направляющих из конструкционных углеродистых сталей (типа стали 45). Применением закаленных легированных (Cr, Ni, W, Mo и другими элементами) конструкционных сталей (ШХ15, 20*Х* и др.) можно обеспечить износостойкость не ниже, а в ряде случаев выше, чем у закаленного модифицированного чугуна. Применение стальных закаленных направляющих из конструкционных углеродистых сталей (например, стали 45) вследствие малого повышения износостойкости в сравнении с незакаленным чугуном не рекомендуется. Характеристики трения при работе со смазкой незакаленного чугуна в паре с закаленными чугуном и сталью близки.

Закаленные чугунные или стальные направляющие станины (стойки, поперечины) рекомендуются, когда чугунные незакаленные направляющие при недостаточной изоляции от загрязнения отходами обработки, интенсивном использовании (большой путь трения, повышенное давление) и невозможности обеспечить жидкостное трение во всем диапазоне скоростей подвергаются значительному износу, ограничивающему их работоспособность; применяются в большинстве случаев для направляющих подачи. Закаленные направляющие рекомендуются в станках следующих типов: а) универсальных станках легких и средних — токарных, револьверных, горизонтально-расточных, консольно-фрезерных, копировально-фрезерных, заточных, фрезерно-отрезных и др.; б) станках, предназначенных для работы в условиях крупносерийного и массового производства, — многорезцовых одношпиндельных токарных, токарных полуавтоматах и автоматах, агрегатных сверлильно-расточных, протяжных и др.; в) станках с программным управлением, в том числе обрабатывающих центрах. Закаленные направляющие целесообразны во многих случаях и в тяжелых станках — токарных, вальцетокарных, горизонтально-расточных, продольно-фрезерных и др., к долговечности которых предъявляются повышенные требования. Конкретные рекомендации по узлам станков, где следует применять закаленные направляющие, приведены ниже в табл. 17.

Материал и термическая обработка закаленных направляющих:

1) чугунные направляющие из чугуна СЧ 32-52 (предпочтительно), или СЧ 28-48, либо СЧ 21-40; твердость под закалку не менее *HB* 170; поверхностная закалка с нагревом т. в. ч. или газовым пламенем; структура — мартенсит, *HRC* 48—53, глубина закаленного слоя не менее 2,5 *мм*;

2) накладные стальные направляющие: а) из цементуемых легированных сталей 20Х и 18ХГТ, подвергаемых цементации, закалке и отпуску, *HRC* 56—62; глубина закаленного слоя после шлифования не менее 1,4 *мм*; б) из высокоуглеродистых легированных сталей ШХ15СГ (для меньших сечений ШХ15), ХВГ и 9ХС, подвергаемых объемной закалке и отпуску, *HRC* 58—62.

Накладные направляющие из азотируемых сталей, например 38ХМЮА, твердость *HV* 800—1050, глубина азотированного слоя 0,5 *мм*, при работе в паре с чугуном имеют более высокую износостойкость, чем пара чугун — закаленный чугун, малые деформации. Стоимость существенно выше, чем из стали 20Х. Недостаток — малая глубина упрочненного слоя. Целесообразно применять для прецизионных станков.

Пара трения чугун — хромированный чугун (сталь) по износостойкости в условиях абразивного изнашивания в 3—4 раза выше, чем пара чугун—чугун; коэффициенты трения покоя и движения при малых скоростях скольжения у этой пары существенно ниже, чем у пары чугун—чугун (см. табл. 4). Минимальный коэффициент трения у пары хром по хрому, но она вследствие склонности к схватыванию используется редко. Хромирование уменьшает коррозию направляющих. Хромирование наиболее целесообразно для прецизионных станков, у которых допустимый износ направляющих меньше толщины хромового покрытия (25—50 *мк*).

Хромированные направляющие вследствие незначительных деформаций могут быть использованы как сменные; возможно восстановление слоя хрома.

Металлизация направляющих молибденом и другими износостойкими сплавами представляет значительный интерес, так как не вызывает деформаций и легко осуществима в условиях единичного производства, в том числе при изготовлении тяжелых станков.

Цветные сплавы. Накладные направляющие (или заливка) из цветных сплавов — бронзы, баббита, цинкового сплава и других применяются главным образом на перемещаемых узлах тяжелых станков с целью предотвратить задиры, обеспечить равномерность подачи и повысить точность установочных перемещений.

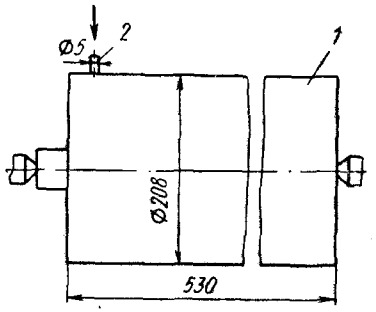


Рис. 50. Установка для определения износостойкости материалов

В ЭНИМСе оценивалась износостойкость и характеристики трения при работе в паре с чугуном СЧ 21-40 большого числа обрабатываемых давлением бронз и латуней, выпускаемых в виде полос и плит, ряда применяемых в станкостроении литейных бронз, цинковых сплавов и др. Ниже приведены результаты испытаний.

Износостойкость пар трения цветной сплав — чугун оценивали в ряде испытаний.

1. Износостойкость цветных сплавов при чисто абразивном изнашивании определяли на установке конструкции ЭНИМСа [45] трением торца цилиндрического образца диаметром 5 *мм* по свежей поверхности шлифовальной шкурки. Испытание характеризует в известной мере износостойкость цветных сплавов в предельных условиях абразивного изнашивания при попадании значительного количества отходов обработки на направляющие (см. табл. 14).

Максимальной износостойкостью из числа испытанных цветных сплавов обладает алюминиевая бронза Бр.АМц 9-2. Наклепанные при обработке давлением и неотожженные цветные сплавы имеют в большинстве случаев несколько меньшую износостойкость при чисто абразивном изнашивании, а также несколько более высокие характеристики трения, чем мягкие (отожженные). В табл. 13 и ниже характеристики обрабатываемых давлением бронз и латуней соответствуют в основном мягким материалам.

2. Износостойкость пар трения цветной сплав — чугун при схватывании оценивали на установке (рис. 50) при трении без смазки (предельные условия) приработанных образцов *2* из цветных сплавов по вращающемуся чугунному цилиндру *1* (СЧ 21-40): а) при постоянной малой скорости скольжения $v = 7{,}8$ *м/мин* и постепенном повышении давления, начиная с $\sigma = 60$ *кГ/см²*, ступенями через 20 *кГ/см²*, с работой на каждой ступени 15 *мин*; б) при постоянной высокой нагрузке $\sigma = 180$ *кГ/см²* и ступенчатом повышении v, начиная с $v = 7{,}8$ *м/мин*, с работой на каждой ступени 15 *мин*. Испытания прекращали при износе образца 1 *мм*.

Наибольшую износостойкость при работе без смазки имеют цинковые сплавы и вторичные бронзы Бр. ОЦС 6-6-3 и Бр. ОЦС 5-5-5. Бронза Бр. АМц 9-2 из числа безоловянных бронз показала лучшие результаты. При высоких нагрузках все бронзы, за исключением содержащих свинец Бр. ОЦС 5-5-5 и Бр. ОЦС 4-4-2,5, и все латуни, за исключением свинцовистых ЛС 59-1 и ЛС 63-3, вызывают повреждения (царапины, задиры) чугунного цилиндра. При сухом трении свободный графит, содержащийся в чугуне, оказывает смазочное действие, резко снижая схватывание.

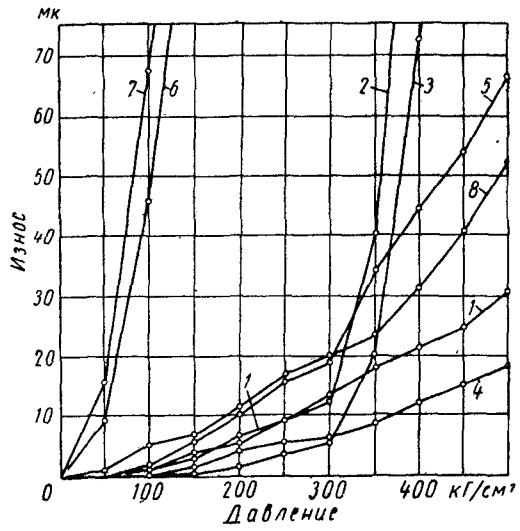


Рис. 51. Зависимость износа образцов из цветных сплавов от нагрузки при трении по чугуну со скудной смазкой при малой скорости скольжения и ступенчатом повышении нагрузки:

1 — чугун СЧ 21-40; *2* — Бр. ОЦС 6-6-3; *3* — Бр. ОЦС 5-5-5; *4* — Бр. ОФ10-1; *5* — Бр. АМц 9-2; *6* — Л62; *7* — Л68; *8* — ЦАМ 10-5

3. Износостойкость при трении с бедной маловязкой смазкой (велосит) определяли по той же схеме (см. рис. 50) при постоянной малой скорости скольжения $v = 7{,}8$ *м/мин* и постепенном повышении давления, начиная с $\sigma = 50$ *кГ/см²*, ступенями через 50 *кГ/см²*, с работой на каждой ступени 15 *мин*.

При работе со смазкой, когда смазывающее действие графита проявляется слабо, порядок расположения цветных сплавов по износостойкости резко изменился. Лучшие результаты показала бронза Бр. ОФ 10-1, затем ЦАМ 10-5, Бр. АМц 9-2 (рис. 51). Значительно больший износ при высоких нагрузках у бронз Бр. ОЦС 6-6-3 и Бр. ОЦС 5-5-5, очень высокий износ у всех латуней.

4. Износостойкость пар трения цветной сплав — чугун в условиях, имитирующих условия работы открытых (загрязняемых отходами обработки) направляющих подачи с проточной бедной

смазкой. Проводились две серии испытаний на стенде И-1 при возвратно-поступательном движении:

1) При бедной смазке, достаточной, однако, для устойчивой работы пары трения чугун—чугун без задиров (преимущественно абразивное изнашивание) — по схеме на рис. 27, *в*, гл. III. Режим испытаний: σ = 10, 20, 30 и 50 *кГ/см*², основные испытания при σ = 20 *кГ/см*²; v = 4,8 *м/мин*; длина хода нижнего образца l_x = 100 *мм*; путь трения s = 800 *м*; смазка — одна капля масла индустриальное 45 через каждые 50 ходов; подача загрязняющей смеси из равных по объему количеств чугунной стружки, песка и электрокорунда по 0,18 *см*³ по обе стороны от верхнего образца через 500 ходов.

2) При очень бедной смазке, не обеспечивающей устойчивой работы пары трения чугун—чугун без задиров (усиленная роль схватывания) — по схеме, показанной на рис. 27, *б* (гл. III). В отличие от испытаний по схеме, показанной на рис. 27, *в* (гл. III), где в результате нежесткого крепления верхнего образца обеспечивается его самоустановка, жесткое крепление верхнего образца (рис. 27, *б*, гл. III) способствует возникновению кромочных давлений, усиливающих схватывание; с этой целью было увеличено давление (σ = 50 *кГ/см*²), уменьшена интенсивность смазки и т. д. Результаты испытаний приведены в табл. 13.

Таблица 13

Значения износа образцов из различных материалов при трении в паре с образцами из чугуна СЧ 21-40 с загрязненной смазкой в условиях преимущественно абразивного изнашивания (первая серия испытаний) и интенсивного схватывания (вторая серия)

Материал верхнего образца[1]	Первая серия		Вторая серия	
	Средние значения износа верхнего $U_в$ и нижнего $U_н$ образцов в *мк*			
	$U_в$	$U_н$	$U_в$	$U_н$
Чугун СЧ 21-40	320	77	280	60
Бр. ОЦС 6-6-3	670	48	—	—
Бр. ОЦС 5-5-5	620	48	115	8
Бр. ОФ 6,5-0,15	560	49	120	8
Бр. АМц 9-2	635	34	135	8
Л62	590	57	—	—
Л68	595	61	115	7
ЦАМ 10-5	865	41	130	4

[1] Материал сопряженного нижнего образца — чугун СЧ 21-40.

В первой серии испытаний в условиях преимущественно абразивного изнашивания (см. табл. 13) износ всех испытанных бронз и латуней существенно выше, чем у соответствующих образцов

пары чугун—чугун. Это объясняется намного меньшей износостойкостью цветных сплавов в сравнении с чугуном при чисто абразивном изнашивании (табл. 14). Износ сопряженных с ними нижних чугунных образцов, имитирующих направляющие станины, значительно меньше, чем у нижних образцов пары чугун—чугун; лучшие результаты показали чугунные образцы, работающие в паре с алюминиевыми бронзами Бр. АМц 9-2 и Бр. АЖ 9-4. Высокие значения износа нижних чугунных образцов пар трения Л62 — чугун и Л68 — чугун объясняются усиленным схватыванием, что наблюдалось при сухом трении и при работе со смазкой (см. рис. 51). Цинковые сплавы, в том числе ЦАМ 10-5, изнашиваются больше бронз и латуней, что соответствует их меньшей износостойкости при чисто абразивном изнашивании (табл. 14).

Таблица 14

Относительная износостойкость ε_v пластмасс и некоторых металлов при трении по шлифовальной шкурке

Условия испытаний: давление 10 *кГ/см*²; скорость скольжения 8 *м/мин*

Материал	ε_v	Материал	ε_v
Органическое стекло[1]	1,0	Энант	4,55
Текстолит ПТ	0,95—1,25	Полиуретан ПУ-1	2,5
Текстолит ПТ[2]	1,9—1,95	Полипропилен	2,8
Текстолит металлургический Б	1,05	Полиэтилен низкого давления	2,4
Стеклотекстолит КАСТ-В	0,55	Полиформальдегид	1,2
Гетинакс В и Г	1,0—1,05	Фторопласт-4	0,65
Древеснослоистый пластик ДСП-Б	0,8	Эпоксидная смола ЭД6 холодного отвердения	0,4
Волокнит	0,9	Акрилат АСТ-Т	0,75
Кордоволокнит	0,7	Стиракрил ТШ	0,7
Тезит	1,2	Чугун СЧ 21-40, *НВ* 179	17,0
Винипласт листовой 10	1,9	Бронза Бр. ОФ10-1, НВ 80	9,5
Капрон А	4,05	Бронза Бр. ОЦС 6-6-3, Бр. ОЦС 5-5-5, *НВ* 72	6,8
Капрон Б	4,2—5,8	Бронза Бр. ОФ6,5-0,15, *НВ* 83	10,9
Полиамид 68	3,6—4,35	Бронза Бр. АМц 9-2, *НВ*81	11,7
Анид	3,0	Латунь Л62, *НВ* 62	9,1
Полиамид АК-7	4,25	Латунь Л68, *НВ* 67	8,8
		ЦАМ 10-5, *НВ* 129	4,6

[1] За единицу принята износостойкость органического стекла.
[2] Трение образцов перпендикулярно слоям наполнителя; в остальных случаях для слоистых пластиков—трение параллельно слоям наполнителя.

Во второй серии испытаний (см. табл. 13), когда роль схватывания велика, проявляются преимущества пар цветной сплав — чугун. В процессе изнашивания пары чугун—чугун образуются

задиры; все цветные сплавы намазываются на сопряженную чугунную поверхность, всё же оба элемента пары трения чугун — чугун изнашиваются больше, чем пара цветной сплав—чугун.

Зависимости коэффициента трения движения f_v от скорости скольжения v и коэффициента трения покоя f_t от времени неподвижного контакта t для ряда цветных сплавов даны в табл. 4, гл. II.

По износостойкости и характеристикам трения (в совокупности) алюминиевая бронза Бр. АМц 9-2 (полосы по ГОСТу 1595—47) превосходит изготовляемые в виде проката бронзы и латуни и примерно соответствует применяемой для направляющих литейной оловянной бронзе Бр. ОЦС 6-6-3. В сравнении со сплавом ЦАМ 10-5 у Бр. АМц 9-2 выше износостойкость при абразивном изнашивании, меньше износостойкость при трении без смазки и несколько менее благоприятные характеристики трения. Стоимость накладных направляющих из бронзы Бр. АМц 9-2 значительно ниже, чем из бронзы Бр. ОЦС 6-6-3, но выше, чем из сплава ЦАМ 10-5. В сравнении с текстолитом ПТ бронза Бр. АМц 9-2 (при трении по чугуну) имеет более благоприятные характеристики трения, но значительно дороже; трудоемкость изготовления накладных направляющих из бронзы выше, чем из текстолита.

Цинковый сплав ЦАМ 10-5 при трении в паре с чугуном применительно к условиям работы направляющих станков имеет высокую сопротивляемость образованию задиров, наиболее благоприятные характеристики трения в сравнении с другими металлическими парами трения, используемыми для направляющих, и недостаточную износостойкость при абразивном изнашивании.

Для направляющих перемещаемых узлов (столов, салазок, бабок) в основном тяжелых станков с целью предотвращения задиров, снижения трения и повышения равномерности подач и точности установочных перемещений рекомендуются бронза Бр. АМц 9-2 и сплав ЦАМ 10-5.

Накладные направляющие из сплава ЦАМ 10-5 (прокат) рекомендуются в станках следующих типов:

а) для направляющих главного движения — круговых направляющих планшайбы карусельных станков (наряду с текстолитом ПТ) и — только при совершенной защите от загрязнения отходами обработки — для направляющих стола продольно-строгальных станков;

б) для горизонтальных направляющих подачи — при надежной изоляции от загрязнения, необходимости обеспечить равномерность подачи и повысить точность установочных перемещений — для столов и салазок продольно-фрезерных, зубофрезерных, копировально-фрезерных, горизонтально-расточных и других станков;

в) для вертикальных направляющих подачи при отсутствии значительного загрязнения и необходимости обеспечить равномерность перемещений (фрезерные головки и поперечины продольно-фрезерных станков, шпиндельные бабки расточных станков и т. д.). Требования к защите вертикальных направляющих могут быть снижены, особенно в станках, где эти направляющие работают редко.

Наиболее эффективно применение сплава ЦАМ 10-5 для направляющих при давлении до 2 $кГ/см^2$.

В ряде случаев при высоких требованиях к износостойкости и одновременно к равномерности подачи целесообразно использовать пару трения закаленные чугун или сталь — ЦАМ 10-5 (Бр. АМц 9-2).

Пластмассы. Пластмассовые накладные направляющие на перемещаемых корпусных деталях (столах, салазках и др.) применяют в основном в крупных и тяжелых станках, главным образом для предотвращения задиров; используют в новых станках, а также при ремонте [40, 70, 46]. Для направляющих станков в СССР и других странах применяют в большинстве случаев текстолит и полиамиды; соответственно в отечественных станках: текстолит марки ПТ, ГОСТ 5—52 и капрон марки Б, ВТУ УХП № 69—58. В ФРГ для направляющих тяжелых токарных, расточных и других станков используют пластмассу со связующим веществом — фенольноформальдегидной смолой, наполнителями — целлюлозой и графитом. В тяжелых токарных и продольно-фрезерных станках фирмы Кревен (Англия) применяют слоистую пластмассу феробестос с наполнителями — крупноплетеной асбестовой тканью и графитом.

Износостойкость. Пластмассы для накладных направляющих должны обладать повышенной износостойкостью при работе в паре с чугуном (сталью) с загрязненной смазкой, а также при недостатке смазки. Для работы в направляющих главного движения с высокими скоростями скольжения требуются пластмассы, обладающие повышенной теплостойкостью и вызывающие минимальное теплообразование при трении; последнее достигается у пластмасс, имеющих сравнительно низкий коэффициент трения в паре с чугуном, при механической обработке которых обеспечивается высокое качество поверхности.

Пары трения пластмасса — чугун, в частности текстолит ПТ — чугун, имеют повышенную износостойкость при работе в условиях недостатка смазки (бедная смазка, перерывы в подаче масла и т. д.), характерных в ряде случаев для направляющих, при которых пара трения чугун—чугун подвергается значительному износу и могут возникать задиры. При работе без смазки высокую износостойкость имеют пластмассы, в меньшей мере изменяющие свои свойства при нагреве (термореактивные пластмассы), особенно при введении в них графита, снижающего коэффициент трения.

Существенным недостатком накладных направляющих из текстолита ПТ и его заменителей является снижение их износо-

стойкости в условиях абразивного изнашивания, при котором происходит резание пластмассы твердыми частицами металлической стружки, абразива и др. и сопряженной шероховатой поверхностью металла (см. гл. III); этот процесс моделируется при трении пластмасс по шлифовальной шкурке. Наибольшей износостойкостью при трении по шлифовальной шкурке (см. табл. 14) обладают полиамиды; максимальную износостойкость показал капрон марки Б. При трении плоскости пластиков перпендикулярно слоям наполнителя износостойкость пластиков существенно выше, чем при трении плоскости пластиков параллельно слоям наполнителя. Изменение вида ткани (нанка, бязь, гринсбон, бельтинг, ткань капрон) в текстолите не влияет существенно на его износостойкость. Высокой износостойкостью при трении по шлифовальной шкурке обладают прочные и вязкие пластмассы (полиамиды и др.), имеющие высокие значения предела прочности при растяжении и относительного удлинения при разрыве.

Износостойкость пар трения пластмассы — чугун в условиях, имитирующих абразивное изнашивание открытых направляющих станков, определяли на стенде И-1 при возвратно-поступательном движении трением двух плоских образцов в масляной ванне с загрязненным абразивной смесью № 1 маслом по схеме, показанной на рис. 27, *а*, гл. III. Работа в масляной ванне не создавала недостатка смазки, характерного во многих случаях для направляющих; поэтому задиры при работе пары трения чугун—чугун не возникали и не интенсифицировали ее износ в сравнении с парами трения пластмассы—чугун. Условия испытания: давление $\sigma = 10$ *кГ/см*^{2}; скорость скольжения $v = 5$ *м/мин*; длина хода нижнего образца $l_x = 100$ *мм*; путь трения $s = 4000$ и 10 000 *м*.

Лучшие результаты в этом испытании (табл. 15) так же, как при трении по шлифовальной шкурке (см. табл. 14) и в испытании на том же стенде И-1 по такой же схеме практически при одинаковом режиме, но с проточной бедной смазкой и подачей загрязняющей смеси № 1 в сухом виде [42] показали полиамиды. Несколько большая износостойкость полиамида 68 в сравнении с капроном марки Б объясняется тем, что для испытаний образцы полиамида 68 были вырезаны из заготовок, показавших максимальную для этой пластмассы износостойкость при трении по шлифовальной шкурке ($\varepsilon_v = 4{,}3$); образцы из капрона Б имели несколько меньшую износостойкость ($\varepsilon_v = 4{,}2$).

Полиамиды в сравнении с другими пластмассами вследствие шаржирования твердыми частицами вызывают несколько повышенный износ сопряженных чугунных образцов. В лабораторных испытаниях на стенде И-1 нижние чугунные образцы в парах пластмассы—чугун изнашиваются относительно меньше, чем направляющие станины в станках при тех же парах трения. Это объясняется меньшей точностью контакта в сопряженных направляющих, чем в образцах, в результате чего в область трения

Таблица 15

Материал верхнего образца[1]	Путь трения s в *м*	Средние значения в *мк* износа образцов	
		верхнего	нижнего
Чугун СЧ 21-40, *НВ* 194	4000	465	180
Текстолит ПТ		825	10
Винипласт листовой 10		430	15
Пластмасса для направляющих иностранного производства		> 3800	13
Полиамид АК-7		155	30
Капрон Б		110	25
Полиамид 68		90	25
Капрон Б	10 000	570	65
Полиамид 68		440	70

[1] Материал нижнего образца чугун СЧ 21-40, *НВ* 196.

попадает большое количество загрязняющих элементов, которые, шаржируя пластмассы, увеличивают износ направляющих станины.

Малый износ полиамидов в сравнении с текстолитом и другими пластмассами объясняется высокой сопротивляемостью абразивному изнашиванию и меньшей жесткостью полиамидов. Вследствие неравномерности по длине износа сопряженных образцов при возвратно-поступательном движении постоянный контакт по всей рабочей поверхности верхнего (меньшего) образца не имеет места. Соответственно материалы с большей податливостью обеспечивают плотный контакт на большей части рабочей поверхности верхнего образца, что препятствует попаданию в область трения твердых режущих элементов, интенсифицирующих износ.

Высокой износостойкостью в эксплуатации отличаются пластмассы (пластмассовые направляющие), имеющие высокую износостойкость при абразивном изнашивании в паре с чугуном на стенде И-1 и при трении по шкурке.

В табл. 16 обобщены результаты ряда работ, выполненных в ЭНИМСе по изучению в эксплуатации износа направляющих токарных станков в условиях преимущественно абразивного изнашивания. При анализе табл. 16 необходимо учитывать следующее:

1. В станках средних размеров эффективность пластмассовых направляющих существенно ниже, чем в тяжелых станках, в основном ввиду большого загрязнения направляющих отходами обработки.

2. Большее значение по условиям сохранения точности обработки для станков большинства типов имеет снижение износа направляющих станины.

Таблица 16

Относительные средние значения скорости изнашивания различных пар трения в направляющих токарных станков средних размеров
(по результатам эксплуатационных испытаний)

№ по пор.	Материал направляющих		Относительные средние значения максимального износа направляющих[1]	
	станины	нижних салазок суппорта	станины	нижних салазок суппорта
1	Чугун, *НВ* 180	Чугун, *НВ* 180	1	2,2
2	» *НВ* 180	Текстолит ПТ	0,7	4,2
3	» *НВ* 180	Капрон Б	0,7	1,4
4	» *HRC* 48 ÷ 53	Чугун, *НВ* 180	0,5	1

[1] На участках наибольшего износа (на станине—в средней части, на салазках—на концах).

3. За единицу износа в табл. 16 принято среднее значение износа направляющих станины группы станков с парой трения чугун—чугун, не имеющих задиров; скорость изнашивания таких направляющих ниже, чем при наличии задиров. В действительности свыше 50% станков (с парой трения чугун—чугун) после одного-двух лет двухсменной работы имеют задиры на направляющих. Поэтому фактически во многих случаях относительные средние значения скорости изнашивания для пар трения № 2, 3 и 4 могут быть меньше приведенных в табл. 16. Таким образом, эффективность пластмассовых направляющих в средних станках может быть несколько выше, а в тяжелых станках — существенно выше указанной в табл. 16.

Текстолитовые направляющие салазок (пара трения № 2) изнашиваются значительно больше чугунных направляющих салазок (пара № 1). Этим, в частности, объясняется нецелесообразность применения пары трения текстолит ПТ — чугун для направляющих станков средних размеров при интенсивном абразивном изнашивании (отсутствии надежной защиты).

Характеристики трения пар пластмассы — чугун приведены в гл. II и IV.

Жесткость. Применение пластмассовых направляющих связано с некоторым снижением жесткости суппортов, так как вводится слой пластмассы с модулем упругости на один-два порядка ниже, чем у чугуна, и появляется дополнительный стык.

Материал	Текстолит ПТ	Гетинакс Б	Кордоволокнит 1-Г	Полиамид 68	Эпоксидный клей	Капрон Б
E в кГ/см² . . .	58 000	65 000	30 000	41 000	54 000	44 000

Контактная податливость (коэффициент контактной податливости κ) стыков пластмасса — чугун (на образцах диаметром 100 *мм*) при центральном нагружении и шабрении, характерном для станков нормальной точности [46], выше, чем у стыков чугун—чугун при образцах капрон — чугун в 3—4 раза, текстолит ПТ — чугун — в 5 раз и т. д. (рис. 52). При внецентренном нагружениии абсолютные величины коэффициентов κ и различие в значениях κ между стыками чугун—чугун и пластмасса — чугун уменьшаются.

При центральном нагружении жесткость смазанных стыков чугун—чугун и пластмасса — чугун в сравнении с несмазанными увеличивается на 10—20% (масло заполняет замкнутые объемы, образуемые микронеровностями, увеличивая жесткость).

Собственные деформации пластмасс при центральном нагружении, шабрении нормальной точности и толщине пластмассового слоя 3 *мм* составляют: при давлении $\sigma = 1{,}8$ *кГ/см²* 1 ÷ 2,5% и при $\sigma = 16$ *кГ/см²* — 5 ÷ 12% от величины контактной деформации. При повышении точности шабрения доля собственных деформаций возрастает.

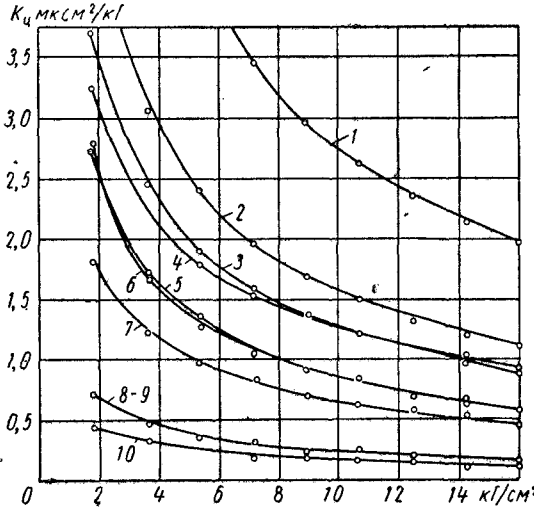


Рис. 52. Зависимость коэффициента контактной податливости при центральном нагружении от среднего давления для стыков чугуна с различными материалами (стыки обработаны шабрением и обезжирены):

1 — кордоволокнит 1-Г; *2* — текстолит металлургический Б; *3* — винипласт; *4* — текстолит ПТ; *5* — полиамид 68; *6* — капрон Б; *7* — гетинакс; *8* — чугун СЧ 21-40; *9* — цинковый сплав ЦАМ 10-5; *10* — бронза Бр. ОЦС 6-6-3

Вследствие погрешностей контакта направляющих станков, связанных с изготовлением, неравномерностью износа, наличием деформаций и т. д., фактическая площадь контакта у пары трения чугун—чугун существенно меньше, чем у пары пластмасса—чугун. Соответственно различие в контактной податливости стыков указанных пар трения должно быть меньше, чем на лабораторных образцах. Приближенный расчет показывает, что для стыков полиамид (капрон, полиамид 68) — чугун и текстолит ПТ — чугун расчетная величина коэффициента контактной податливости может быть принята в среднем соответственно примерно в 2 и в 2,5 раза больше, чем для стыков чугун — чугун. В балансе

упругих перемещений токарных, расточных, карусельных и других станков нормальной точности на долю стыка (чугун — чугун), где рекомендуют пластмассовые направляющие, приходится до 5—8%. При приклеенных тонкослойных (3—5 *мм*) накладных направляющих из полиамидов и текстолита ПТ суммарная жесткость станка при ожидаемом увеличении коэффициента контактной податливости в 2—2,5 раза может снизиться не более чем на 5—10%, что для станков нормальной точности не может изменить существенно точности обработки.

Стойкость пластмасс в воде, масле и охлаждающих жидкостях. Стабильность размеров и веса полиамидов и текстолита ПТ в указанных средах, определявшуюся на образцах диаметром 50 и 30 *мм*, толщиной 2,5 *мм* (в соответствии с толщиной пластмассовых направляющих), характеризуют следующие данные:

1. Наибольшая скорость водопоглощения — в течение первых суток. Предельные величины водопоглощения и увеличения размеров при 20 и 50° С одинаковы. У текстолита диаметр образцов (длина или ширина плиты) изменяется значительно меньше толщины образцов (плиты).

2. В масле при 20° С размеры пластмассовых образцов увеличиваются незначительно либо не изменяются, а при 70° С размеры и вес уменьшаются, что связано с потерей влаги. Вес образцов из полиамидов увеличивается не более чем на 0,7%, а из текстолита ПТ — на 1,7%. Масло поглощается поверхностными слоями; в связи с этим на результаты влияют размеры образцов.

3. Высокую стабильность размеров имеет полиамид 68. Линейные размеры образцов из полиамида 68 и капрона Б при наиболее неблагоприятных условиях — в воде и охлаждающих жидкостях — могут увеличиваться соответственно до 0,7 и 2,5%, толщина образцов из текстолита ПТ увеличивается примерно на 3%.

Рекомендации по применению пластмассовых направляющих (текстолит ПТ, капрон Б). Накладные направляющие из текстолита ПТ и капрона Б рекомендуются для установки на закрытых направляющих обычно перемещающихся узлов — салазок, столов, бабок и др. в основном в тяжелых станках нормальной точности с целью предотвращения задиров, возникающих при работе пары трения чугун — чугун. Накладные направляющие рекомендуются: из капрона Б (предпочтительно) и текстолита ПТ — для направляющих движения подачи тяжелых станков; из текстолита ПТ — для направляющих главного движения карусельных и продольно-строгальных станков; из капрона Б — для направляющих подачи станков средних размеров и крупных в случаях, когда на чугунных направляющих возникают задиры и не могут быть применены более износостойкие закаленные направляющие, а также для направляющих главного движения при скорости скольжения до 0,5 *м/сек*.

Износостойкость при абразивном изнашивании капроновых направляющих выше, чем текстолитовых, стоимость их ниже.

При высоких скоростях скольжения (в круговых направляющих карусельных станков) применять капрон не следует из-за меньшей теплостойкости по сравнению с текстолитом ПТ.

В станках с малой шириной граней направляющих (до 70 *мм*) накладки из текстолита ПТ целесообразно устанавливать «на торец», т. е. при расположении слоев ткани перпендикулярно плоскости скольжения[1], так как в этом случае текстолит обладает существенно большей износостойкостью.

В связи с недостаточной износостойкостью пластмассы при абразивном изнашивании применение эффективных защитных устройств и уплотнений обязательно. Ограничение деформаций пластмассовых направляющих (собственных, контактных, температурных и вследствие водо-, влаго- и маслопоглощения) обеспечивается применением приклеиваемых тонкослойных накладных направляющих.

Текстолитовые и капроновые направляющие не следует применять в станках, у которых нет ускоренных механических перемещений суппортов, ввиду увеличения силы трения в направляющих при попадании охлаждающей жидкости. Пластмассовые направляющие не следует устанавливать в случаях, когда при высоких давлениях отрицательную роль могут играть повышенные собственные и контактные деформации слоя пластмассы — на салазках суппортов продольно-строгальных станков, ползунах карусельных станков и др.

Пластмассовые направляющие рекомендуются для работы в паре с незакаленным чугуном. В отдельных случаях для направляющих движения подачи, например в протяжных и тяжелых расточных станках (США), в тяжелых токарных станках (ЧССР), пластмассовые, в частности текстолитовые направляющие работают в паре с закаленными чугуном или сталью. Эти пары трения имеют существенно более высокую износостойкость, чем пара пластмасса — чугун (незакаленный). Однако при использовании закаленных направляющих целесообразнее применение для работы в паре с ними чугунных, а не пластмассовых направляющих; это обеспечивает не меньшую износостойкость и достаточно устойчивую работу без задиров.

Дальнейшего расширения применения пластмассовых направляющих следует ожидать при создании пластмасс, обладающих достаточной износостойкостью при абразивном изнашивании (не ниже, чем у капрона Б), слабо изнашивающих металлическую направляющую и со сравнительно низкими характеристиками

[1] Пластины вырезаются из толстых плит текстолита; плоскость разреза, параллельная торцу плиты, является рабочей.

трения. В этом случае была бы особо целесообразной пара трения пластмасса — закаленные чугун или сталь. Так следует рассматривать замену фирмой Вотан (ФРГ) в направляющих расточных станков, в том числе с программным управлением, пары трения полиамид — чугун парой дельрин (типа полиформальдегид) — закаленная сталь. По результатам наших испытаний дельрин в паре с чугуном (сталью) обладает благоприятными характеристиками трения, обеспечивая высокую равномерность медленных перемещений.

Применение других пластмасс для направляющих. Гетинакс марки Б и винипласт листовой 10 по износостойкости при абразивном износе и характеристикам трения (в паре с чугуном) близки к текстолиту ПТ; при сухом трении и работе с недостатком смазки имеют существенно меньшую износостойкость. Стоимость значительно ниже, чем текстолита ПТ. Гетинакс применяли в тяжелых токарных и расточных станках ЧССР (заменен текстолитом).

При ремонте направляющих в ряде случаев применяют стиракрил марки ТШ [6] и акрилат. Эти пластмассы обладают хорошей адгезией к чугуну, их наносят на восстанавливаемые направляющие в тестообразном состоянии и после затвердевания они приобретают необходимую форму; в дальнейшем требуется лишь шабрение по направляющим станины. Материалы технологически удобны, однако недостаточная износостойкость при абразивном изнашивании не позволяет рекомендовать их для направляющих новых станков.

У фторопласта-4 при работе в паре с чугуном или сталью исключительно малые потери на трение и высокая равномерность медленных перемещений, однако недостаточная износостойкость в условиях абразивного изнашивания, а также при бедной смазке препятствует его применению для направляющих. Фирма Вальдрих Кобург (ФРГ) применяет направляющие из фторопласта-4 на столе (приклеенная лента толщиной примерно 2 *мм*) гаммы тяжелых станков для шлифования направляющих. Предусмотрена хорошая защита направляющих и тонкая фильтрация масла; при засорении фильтра станок не включается.

Повышение износостойкости фторопласта-4 достигается применением бронзовой металлокерамики, пропитанной фторопластом-4. Использование ее осложняется нежелательностью обработки рабочей поверхности после пропитывания. Материалы на основе фторопласта-4 могут найти применение для направляющих в условиях чистой смазки при необходимости обеспечить равномерность медленных перемещений и низкие потери на трение, в том числе, когда требуются малые зазоры в планках благодаря возможности повысить предварительный натяг без увеличения трения.

ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Материал выбирают по совокупности свойств — в соответствии с указанными выше требованиями. При выборе пар трения для направляющих станков данного типа необходимо учитывать назначение станков, условия работы направляющих, общие основные характеристики станков (основные размеры, вес), точность и степень автоматизации. Материалы пар трения, рекомендуемые для направляющих различных узлов станков основных типов, приведены в табл. 17; оптимальные варианты даны вначале.

Глава VI. ВЫБОР МАСЕЛ ДЛЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Сорт и вязкость масел выбирают в зависимости от режимов и условий работы направляющих — скорости скольжения, давления, наличия загрязнения, требований к точности перемещения, интенсивности смазки, расположения граней направляющих относительно горизонтальной плоскости, системы смазки (отдельная — для направляющих или общая — с другими узлами) и т. д.

Для направляющих подачи во многих случаях характерна работа в условиях внешнего загрязнения (отходами обработки) и недостатка смазки, присущего проточной системе смазки (масло, подаваемое на направляющие, не собирается). Ниже кратко описаны результаты испытаний по применению масел разной вязкости, а также специальных антискачковых масел для смазки направляющих подачи. Приведены рекомендации.

ПРОТИВОИЗНОСНЫЕ СВОЙСТВА МАСЕЛ ДЛЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ ПОДАЧИ

Работа с чистой бедной смазкой. Испытания проводили при трении плоских чугунных образцов в условиях возвратно-поступательного движения на стенде И-1 (по схеме на рис. 27, *д*, гл. III) после прекращения подачи смазки.

Режим испытаний: давление $\sigma = 20$ *кГ/см*^{2}; средняя скорость скольжения $v = 5$ *м/мин*; длина хода нижнего образца 100 *мм*. Верхние и нижние образцы были изготовлены из одной партии чугуна СЧ 21-40, *НВ* 159—187. Рабочие плоскости образцов отшлифованы периферией круга; чистота поверхности верхних образцов — $\nabla 8$, нижних — $\nabla 9$. У верхних образцов закругляли кромки на торцах. После окончания приработки с определенной порцией масла избыток его, вынесенный за пределы следа износа, удаляли; затем без дополнительного подвода масла проводили испытание, в процессе которого масло, вынесенное на концы следа износа нижнего образца, систематически стирали. В процессе работы происходило постепенное утонение масляной пленки, масло окислялось, коэффициент трения возрастал и происходил

Таблица 17

Материалы, рекомендуемые для направляющих универсальных металлорежущих станков

Тип станка	№ варианта	Наименование деталей и рекомендуемые материалы сопряженных направляющих: прямолинейного движения [1] — меньшей длины: перемещаемой детали	прямолинейного движения [1] — меньшей длины: неподвижной детали	прямолинейного движения [1] — большей длины	кругового движения	Примечания
Токарный, многорезцовый одношпиндельный токарный, лобото-карный	1	Нижние салазки суппорта, подушка задней бабки		Станина		Закалка направляющих станины необходима для станков с наибольшим диаметром изделия до $D_{max} \leqslant 630$ *мм*, а для станков с короткими жесткими станинами — при $D_{max} > 630$ *мм*. Токарные станки целесообразно выпускать с закаленными направляющими станины при $D_{max} \leqslant 1000$ *мм*, а при $D_{max} > 1000$ *мм* — по специальному заказу. Направляющие станины под заднюю бабку токарных станков следует закаливать при $D_{max} \leqslant 400$ *мм*. Вариант 1,3 — для станков, предназначенных для легких работ; варианты 1.4 и 1.5 — для тяжелых станков, например токарных с $D_{max} > 1000$ *мм* (необходима защита направляющих)
	1.1	Чугун		Чугун закаленный		
	1.2	»		Сталь 20Х закаленная [2]		
	1.3	»		Чугун		
	1.4	Текстолит ПТ		»		
	1.5	Бронза Бр АМц 9-2		»		
	2	Поперечные салазки	Нижние салазки суппорта (направляющие, сопряженные с поперечными салазками)			
	2.1	Чугун	Чугун закаленный			
	2.2	Чугун	Сталь 20Х закаленная [2]			
	2.3	»	Чугун			
Токарно-револьверный	1	Нижние салазки суппортов		Станина		Закаленные направляющие станины необходимы для всех станков, у которых суппорт осуществляет подачи непосредственно по этим направляющим; для остальных станков — вариант 1.3. Пара 2.1 — для всех станков с ползуном (промежуточным)
	1.1	Чугун		Сталь 20Х закаленная [2]		
	1.2	»		Чугун закаленный		
	1.3	»		Чугун		
	2	Ползун	Неподвижные салазки			
	2.1	Чугун	Сталь 20Х закаленная [2]			
Универсальный горизонтально-расточной	1	Нижние салазки стола (направляющие, сопряженные со станиной), поперечные салазки стола, салазки передней стойки		Станина, нижние салазки стола (направляющие для поперечных салазок)		Закаленные направляющие (варианты 1.1 и 1.2) — для станков с диаметром расточного шпинделя $D_{ш} \leqslant 125$ *мм* с нормальным шпинделем и $D_{ш} \leqslant 160$ *мм* с усиленным шпинделем. Закаленные направляющие необходимы для станков с программным управлением; в этом случае с вариантами 1.1 и 1.2 целесообразны пары трения ЦАМ 10-5 — сталь 20Х или чугун закаленные. Варианты 1.3, 1.4 и 1.5 — для тяжелых станков с $D_{ш} > 125$ *мм*. Для вариантов 1.4 и 1.5 повышенные требования к защите направляющих. Вариант 1.4 — при необходимости обеспечить равномерность подачи и повысить точность установочных перемещений. Толщина текстолитовых накладок — не более 3 *мм*, приклеивание обязательно. Вариант 1.6 для прецизионных станков с надежной защитой направляющих, а также для гидростатических направляющих
	1.1	Чугун		Сталь 20Х закаленная		
	1.2	»		Чугун закаленный		
	1.3	Бронза Бр. АМц 9-2		Чугун		
	1.4	ЦАМ 10-5		»		
	1.5	Текстолит ПТ		»		
	1.6	Чугун		»		
	2	Шпиндельная бабка		Передняя стойка		
	2.1	Бронза Бр. АМц 9-2		Чугун		
	2.2	ЦАМ 10-5		»		
	2.3	Текстолит ПТ		»		
	2.4	Чугун		Сталь 20Х закаленная [2]		
Консольно-фрезерный	1	Консоль (направляющие, сопряженные со станиной), салазки (направляющие, сопряженные с консолью)		Станина, консоль (направляющие для салазок)		Направляющие консоли для салазок целесообразно изготовлять закаленными, как в наибольшей мере повреждаемые стружкой и изнашиваемые. Закалка направляющих станины целесообразна для станков с программным управлением и по заказу для станков, предназначенных для использования в крупносерийном и массовом производстве
	1.1	Чугун		Сталь 20Х закаленная [2]		
	1.2	»		Чугун закаленный		
	1.3	»		Чугун		
	2	Салазки (направляющие, сопряженные со столом)		Стол		
	2.1	Чугун		Чугун		
Продольно-фрезерный	1	Стол, поперечина		Станина, стойки		Вариант 1.2 — при полной изоляции направляющих станины от загрязнения и необходимости обеспечить равномерность подачи и повысить точность установочных перемещений. Вариант 1.4 — по заказу к станкам, предназначенным для тяжелых работ. Вариант 1.5 — только при полной изоляции направляющих станины от загрязнения и смазке, обеспечивающей преимущественно жидкостное трение
	1.1	Бронза Бр. АМц 9-2		Чугун		
	1.2	ЦАМ 10-5		»		
	1.3	Чугун		Чугун закаленный		
	1.4	»		Сталь 20Х закаленная [2]		
	1.5	»		Чугун		
	2	Фрезерные головки		Поперечина, стойки		
	2.1	Бронза Бр. АМц 9-2		Чугун		
	2.2	Чугун		Чугун закаленный		
	2.3	»		Сталь 20Х закаленная [2]		

[1] Для направляющих прямолинейного движения в большинстве случаев направляющие меньшей длины — у перемещаемого узла, направляющие большей длины — у неподвижного узла.

[2] Наряду со сталью 20Х могут быть использованы закаленные цементуемая сталь 18ХГТ, высокоуглеродистые легированные стали ШХ15СГ (для меньших сечений ШХ15), ХВГ, 9ХС, азотируемые стали и др.

разрыв масляной пленки — обнажалась тонкая светлая полоска металла, на которой через несколько сотен ходов возникал задир. В этих испытаниях оценивали долговечность масляной пленки после прекращения подачи масла. Критерием долговечности масляной пленки приняли среднее число ходов до разрыва пленки, пройденное образцом при непрерывной работе с момента окончания приработки n_x.

Таблица 18

Долговечность масляной пленки при работе пары трения чугун — чугун после прекращения подачи масла

Масло	Вязкость масла в *сст* при 50° С	Среднее количество ходов до разрыва масляной пленки n_x
Индустриальное ИС-12	12	920
Индустриальное 12	13	1130
Индустриальное 45	37	1750
Индустриальное ИС-12+3% олеиновой кислоты	12	1850
Индустриальное 20+3% олеиновой кислоты	19	2930
ВНИИ НП-401	18	4860
Мобил Вактра ойл № 2	38	2170
Саноко Вей лабрикент Р47	32	2110

Как показали испытания (табл. 18), работоспособность масел в рассматриваемых условиях увеличивается при повышении их вязкости[1]. При испытании в режиме смешанного трения со значительной долей жидкостного трения ($v = 5$ *м/мин* соответствует скорости быстрых перемещений суппортов) толщина слоя масла, как известно, зависит от его вязкости. Испытания (после приработки) более вязких масел начинали с большим запасом масла, которое постепенно выносилось из области трения. Гидродинамический расчет показал, что соотношение в значениях n_x для сравниваемых масел, отличающихся только по вязкости, примерно соответствует расчетному соотношению объемов масла на образцах.

Введение поверхностно-активной присадки — олеиновой кислоты — существенно повышало прочность масляной пленки. Лучшие результаты были получены при применении масла ВНИИ НП-401 (ГОСТ 11058—64), разработанного совместно ЭНИМСом и ВНИИ НП [69].

Полученный результат соответствует известному ранее снижению интенсивности изнашивания приработанных пар трения, работающих с умеренными нагрузками, при введении поверхностно-активных присадок в масло.

[1] В пределах кинематической вязкости 12—50 *сст* при 50° С; при дальнейшем значительном повышении вязкости величина n_x уменьшается.

Работа с ограниченной (проточной) смазкой и с загрязнением поверхностей трения. Испытания пар трения чугун—чугун при возвратно-поступательном движении, имитирующие условия работы открытых (загрязняемых) направляющих подач с проточной смазкой, проводили на стенде И-1 по схеме рис. 27, *б*, гл. III. Условия испытания описаны выше (см. стр. 134 гл. III); наряду с указанной при испытании применяли бо́льшую, а также меньшую интенсивность смазки.

Таблица 19

Средние значения износа образцов из чугуна СЧ 21-40 при работе с различными маслами для направляющих при проточной (бедной) смазке и загрязнении поверхностей трения отходами обработки

№ группы по вязкости	Масло	Вязкость масла в *сст* при температуре в ° С		Средние значения износа образцов в *мк*	
		20	50	верхних	нижних
1	Индустриальное ИС-12	36	12	320	65
	Индустриальное ИС-12+ +0,5% олеиновой кислоты	36	12	460	110
	Индустриальное ИС-12+3% олеиновой кислоты	36	12	495	125
2	Индустриальное ИС-20	63	17	265	50
	ВНИИ НП-401	62	18	450	110
	Шелл Тонна ойл 27	78	20	425	95
3	Индустриальное ИС-30	121	26	290	55
	ES3		33	530	130
	Саноко Вей Лабрикент Р47		32	635	150
4	Индустриальное ИС-45	212	38	365	95
	Мобил Вактра ойл № 2	200	38	560	145

Как показали испытания, износ образцов возрастает с увеличением вязкости индустриальных масел в пределах $\nu_{50} = 20 \div 50$ *сст* (кинематическая вязкость при 50° С) вследствие слабого смывания загрязняющих частиц вязким маслом и повышенной изнашивающей способности несмоченных маслом частиц из-за малой скорости поглощения ими вязкого масла[1] (масла ИС-20, ИС-30 и ИС-45 в табл. 19). Вязкость $\nu_{50} = 20 \div 30$ *сст* является оптимальной,

[1] В проведенных экспериментах воспроизводилось поглощение масла с направляющих слоем попавшего загрязнения (чугунной стружки). Было установлено, что время, необходимое для смачивания маслом заданного объема чугунной стружки (электрокорунда), при данной температуре прямо пропорционально вязкости масла при этой температуре; объем масла, поглощенного некоторым объемом чугунной стружки, практически постоянен и не зависит от вязкости и состава масла.

соответствующей минимальному износу образцов; снижение вязкости (применение индустриального масла ИС-12) приводит к повышению износа (табл. 19). Для других режимов испытаний (по интенсивности смазки и загрязнения) была найдена та же оптимальная вязкость ($\nu_{50} = 20 \div 30$ *сст*). Полученный в экспериментах уровень вязкости масла соответствует фактически применяемому на основе многолетнего опыта для направляющих станков, при отсутствии надежной защиты от загрязнения отходами обработки и проточной системе смазки (обычно бедная смазка).

При обильной смазке износ образцов практически не зависит от вязкости масла в испытанных пределах ($\nu_{50} = 12 \div 50$ *сст*).

Масла с поверхностно-активными присадками, в том числе антискачковые масла для направляющих, в данных условиях испытаний в 1,5—2 раза повышают износ образцов по сравнению с индустриальными маслами той же вязкости (см. табл. 19). В числе испытанных находятся антискачковые масла, широко применяемые во многих странах для смазки направляющих прецизионных станков.

Уменьшение интенсифицирующего износ действия поверхностно-активных присадок достигается увеличением подачи масла. Масла с поверхностно-активными, а также химически-активными (противозадирными) присадками в указанных условиях не обладают повышенными противозадирными свойствами по сравнению с чисто минеральными маслами.

Причинами повышенного износа пар трения при работе с маслами, содержащими поверхностно-активные присадки, в рассматриваемых условиях работы являются:

а) «пластифицирующее» — размягчающее действие адсорбированных поверхностно-активных веществ на тончайшие поверхностные слои металла под влиянием высоких касательных напряжений, возникающих при пластическом деформировании и резании металла твердыми частицами отходов обработки. П. А. Ребиндер [85] показал, что поверхностно-активные вещества в маслах, адсорбируясь на поверхностях трения, «пластифицируют» тончайшие поверхностные слои — благодаря расклинивающему действию понижают прочность, облегчая процесс диспергирования и деформации, это способствует сдвигообразованию при трении. Поверхностно-активные смазки в узлах трения как бы автоматически управляют износом: при малых нагрузках и хорошо приработанных поверхностях, разделяя поверхности, они снижают износ металла; при больших нагрузках при высоких местных давлениях возникают значительные касательные напряжения в поверхностных слоях более мягкого металла и поверхностно-активная среда, облегчая деформации, увеличивает интенсивность износа (при малых напряжениях поверхностно-активная среда не оказывает интенсифицирующего износ действия). На этом основано применение поверхностно-активных веществ с целью ускорения приработки;

б) химическое (полирующее) действие присадок — образование пленок металлического мыла, удаляемых и непрерывно восстанавливаемых в процессе трения (по Ф. П. Боудену и Д. Тейбору);

в) прилипание (закрепление) твердых загрязняющих элементов к поверхностям трения вследствие поверхностного натяжения тонкого слоя масла, облекающего частицы загрязнения, и адгезионного действия поверхностно-активных веществ, особенно присадок, повышающих липкость масла. Причины, указанные в этом пункте, как показали проведенные испытания, весьма существенны и характерны только для абразивного изнашивания в условиях недостаточной смазки.

Изнашивание направляющих при работе с загрязнением отходами обработки имеет много общего с процессом доводки металлов. Полученные нами данные соответствуют известному увеличению интенсивности съема металла в результате введения в смеси масел с абразивом поверхностно-активных присадок, в частности олеиновой кислоты, при доводке металлов, круглом шлифовании абразивными лентами и полировании шлифовальной шкуркой [31]. При переходе от грубых процессов съема металла к более тонким интенсифицирующая роль присадок возрастает, так как действие жирных кислот распространяется на очень тонкие поверхностные слои металла.

Результаты испытаний не ставят под сомнение целесообразность применения высокоэффективных антискачковых масел для смазки направляющих. Они лишь позволяют уточнить условия, при которых следует применять эти масла.

МАСЛА ДЛЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ ПОДАЧИ И УСТАНОВОЧНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Работа с чистой смазкой. При бедной смазке [1] целесообразно некоторое повышение вязкости индустриальных масел в сравнении с применяемыми. Это обеспечит более благоприятные характеристики трения, позволит сохранить большую толщину масляной пленки при остановках и может несколько уменьшить опасность задиров по причине несвоевременной смазки. С увеличением нагрузки на направляющие и уменьшением скорости скольжения требуется масло большей вязкости.

Для смазки горизонтальных направляющих подач при малых и средних давлениях рекомендуются масла с кинематической

[1] Бедная смазка характерна обычно для вертикальных направляющих, для горизонтальных направляющих — при проточной системе смазки и подаче масла без принудительного давления, для планок и т. д.

вязкостью при 50° С $\nu_{50} = 27 \div 65$ *сст* (большие значения вязкости при более тяжелых условиях работы); для высоких нагрузок целесообразны более вязкие масла — до $\nu_{50} = 100$ *сст*. Масла вязкостью меньше $\nu_{50} = 27 \div 30$ *сст* целесообразны лишь в станках, где направляющие имеют систему смазки, общую с гидроприводом. Для вертикальных и наклонных направляющих, а также горизонтальных направляющих с вертикальными гранями большой площади (направляющие поперечины карусельных, продольно-строгальных и других станков) $\nu_{50} = 38$ *сст*. В ряде случаев приходится ограничивать вязкость масла вследствие значительного всплывания столов, снижающего точность обработки, например в шлифовальных станках.

Наиболее эффективно применение для смазки направляющих прецизионных станков специальных антискачковых масел, в частности масла ВНИИ НП-401 (ГОСТ 11058—64), обеспечивающих высокую равномерность подач, повышающих точность установочных перемещений, значительно снижающих коэффициент трения покоя. Изменение характеристик трения при смазке различных пар трения маслом ВНИИ НП-401 описано в гл. IV. Применение антискачковых масел, дающих более прочную и долговечную масляную пленку, уменьшит возможность образования задиров на направляющих по причине несвоевременной смазки. При использовании антискачковых и других масел с поверхностно-активными присадками для смазки направляющих, ходовых винтов, цилолей и других узлов трения необходимо, во избежание интенсификации износа в сравнении с обычными индустриальными маслами, обеспечить надежную защиту от загрязнения указанных пар трения.

Специальные антискачковые масла для направляющих рекомендуются:

а) для направляющих подачи (и установочных перемещений), а также ходовых винтов прецизионных станков с целью повышения точности обработки. На прецизионных станках, как известно, снимается мало стружки и они часто расположены в помещениях, где нет запыленности воздуха; направляющие этих станков имеют или должны иметь надежные защитные устройства;

б) для направляющих подачи и передач ходовой винт-гайка скольжения тяжелых станков, а также направляющих станков средних и легких нормальной точности при необходимости обеспечить равномерность подачи или повысить точность установочных перемещений при условии хорошей защиты направляющих;

в) для не подвергающихся значительному загрязнению вертикальных направляющих и для горизонтальных направляющих, перемещаемые узлы которых работают с длительными остановками, с целью уменьшить стекание масла; целесообразно применять при наличии отдельных систем смазки или при общей системе

смазки в случаях, когда для других направляющих используются антискачковые масла.

По мере совершенствования методов защиты направляющих область применения антискачковых масел должна расширяться.

Масло ВНИИ НП-401 при необходимости можно использовать для направляющих, имеющих систему смазки, общую с гидроприводом. Перед заливкой масла ВНИИ НП-401 следует полностью удалить применявшееся ранее масло, промыть систему смазки, направляющие и ходовые винты (см. гл. IV). Эффект (устранение скачков) достигается после непродолжительной приработки.

Для дальнейшего повышения работоспособности направляющих и других пар трения, особенно работающих в условиях недостаточной смазки (направляющих тяжелых станков, вертикальных направляющих и ходовых винтов), наряду с выпускаемым антискачковым маслом ВНИИ НП-401 ($\nu_{50} > 16{,}5$ *сст*) необходимы аналогичные масла, отличающиеся от указанной марки наличием противоизносных присадок и повышенной вязкостью, — среднее антискачковое масло, $\nu_{50} = 40 \div 45$ *сст* и тяжелое антискачковое масло, $\nu_{50} = 90 \div 100$ *сст* (названия этих двух масел условные). В случаях, когда обычные индустриальные масла удовлетворяют требованиям, нет необходимости применять более дорогие антискачковые масла.

Работа со смазкой, загрязненной отходами обработки. Для смазки горизонтальных направляющих подачи, при бедной смазке целесообразно снижать вязкость применяемых индустриальных масел; при циркуляционной (обильной) смазке в этом нет необходимости. Рекомендуемая вязкость масла (среднее значения) для горизонтальных направляющих подач при загрязнении поверхностей трения (или масла) отходами обработки[1]: а) при проточной (бедной) смазке $\nu_{50} = 20 \div 30$ *сст* для станков средних размеров и $\nu_{50} = 30 \div 45$ *сст* для тяжелых; б) при циркуляционной (обильной) смазке или смазке из масляной ванны $\nu_{50} = 30 \div 45$ *сст* для станков средних размеров и $\nu_{50} = 45 \div 65$ *сст* для тяжелых станков.

Применение консистентных смазок для направляющих станков, подверженных загрязнению, недопустимо в связи с увеличением износа и образованием задиров.

МАСЛА ДЛЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

Как указывалось выше (см. гл. III), причиной задиров на круговых направляющих карусельных станков с парой трения чугун — чугун является потеря смазочной способности масел под действием высокой температуры при особо тяжелых режимах работы. В этом случае, а также в токарных станках с вращающимися

[1] Предполагается, что направляющие имеют отдельную систему смазки.

суппортами для обработки коленчатых валов предотвращению задиров на круговых направляющих кольца могло способствовать применение масел с противозадирными (химически-активными) присадками. Однако, учитывая, что часто образование задиров связано с повреждением системы смазки, более эффективно применение в направляющих главного движения пар трения, обеспечивающих при наличии масла надежную работу без задиров, а при нарушении подачи масла — не подвергающихся тяжелым аварийным повреждениям, свойственным паре чугун — чугун. Выпускаемые отечественные карусельные и продольно-строгальные станки имеют пары трения в направляющих главного движения текстолит ПТ — чугун, ЦАМ 10-5 — чугун и др., удовлетворяющие этим требованиям.

Масла с противозадирными присадками целесообразны для направляющих главного движения с парой трения чугун — чугун карусельных станков и станков с вращающимися суппортами для обработки кривошипных шеек коленчатых валов (главным образом станки выпуска прежних лет).

Глава VII. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ

КОНСТРУКТИВНЫЕ ФОРМЫ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ НАПРАВЛЯЮЩИХ

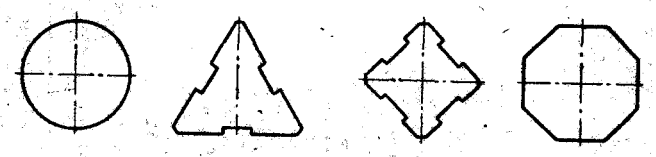
Направляющие прямолинейного движения. Наибольшее распространение имеют следующие типы сечений направляющих: прямоугольные, треугольные, трапециевидные (ласточкин хвост) и круглые. Эти сечения могут иметь охватывающую или охватываемую формы. Для горизонтальных направляющих станины при надежной защите направляющих от загрязнения отходами обработки целесообразнее охватывающая форма сечения (с буртами), образующая масляную ванну (см. рис. 1, *а*). Эта форма сечения дает возможность наиболее эффективно применять циркуляционную систему смазки, обеспечивающую обильную смазку. Наличие буртов позволяет смазывать направляющие по всей ширине граней.

Основными критериями оценки типа сечения являются: сохранение начальной точности (компенсация износа); жесткость; трудоемкость изготовления и ремонта; габариты (высота); удержание смазки; возможность повреждения отходами обработки; удобство регулирования; потери на трение. Направляющие должны быть ориентированы относительно сил резания и тягового усилия так, чтобы опрокидывающие моменты, действующие на стол, салазки и другие перемещаемые узлы, были малыми, а давление распределялось по длине направляющих более равномерно.

При обработке отдельных поверхностей заготовки давление

должно восприниматься одними и теми же гранями направляющих во избежание повышенного влияния зазоров на точность.

Общая характеристика в соответствии с указанными критериями различных форм направляющих в обычно применяемых комбинациях дана в табл. 20. В большинстве станков для перемещения столов, салазок и др. служат две направляющие. При стесненных габаритах применяют одну направляющую с замкнутым контуром: круглую — наименее трудоемкую в изготовлении (пиноли, гильзы,



а) *б)* *в)* *г)*

Рис. 53. Форма сечений направляющих с замкнутым контуром

колонны; рис. 53, *а*); с плоскими гранями — при необходимости предотвращения проворачивания под действием больших моментов (ползуны карусельных и других станков, пиноли; рис. 53, *б* — *г*). В тяжелых станках иногда применяют три и более направляющих, например для столов уникальных продольно-строгальных и продольно-фрезерных станков используют тройные направляющие (рис. 54). Для широких коротких салазок (длина L) агрегатных

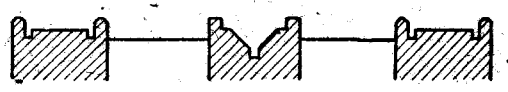


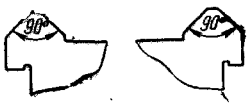
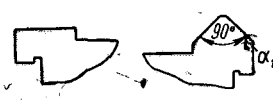
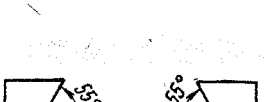
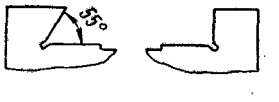
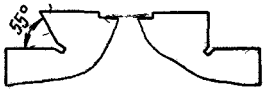
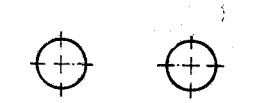
Рис. 54. Тройные направляющие

станков при габаритной ширине направляющих $A_1 > 1{,}2\,L$ также применяют тройные направляющие — прямоугольные с боковым центрированием по средней направляющей.

В станках с задними бабками, с несколькими суппортами, делают отдельные направляющие для задних бабок, передних и задних суппортов и т. д., чтобы эти узлы при перемещении не мешали друг другу, а также с целью снижения износа. «Узкое» боковое направление (по одной направляющей) в сравнении с «широким» облегчает точное изготовление и измерение направляющих, способствуя повышению точности; влияние температурных деформаций на точность также меньше. В ряде случаев при «узком» направлении уменьшается момент, стремящийся повернуть суппорт в основной плоскости направляющих, а следовательно, и необходимое тяговое усилие на рейке, ходовом винте, штоке и т. д. Поэтому, например, при необходимости получить высокую начальную точность и наличии существенных температурных

Таблица 20

Основные типы направляющих скольжения прямолинейного движения

Наименование	Форма поперечного сечения [1]	Общая характеристика: охватывающих	Общая характеристика: охватываемых	Характеристика и применение
		Горизонтальное расположение. Лучшее сохранение смазки. Повышенные требования к защите	Малые скорости скольжения (подачи)	
Треугольные, в том числе V-образные				Обеспечивают повышенную точность вследствие некоторого саморегулирования и длительнее сохраняют точность, особенно по прямолинейности в горизонтальной плоскости благодаря частичной компенсации износа. Изготовление трудоемкое — необходимо обеспечить контакт одновременно по четырем граням. В большинстве случаев имеют симметричную форму. Целесообразны при симметричном нагружении обеих направляющих. Охватывающие — только для горизонтальных направляющих. Углы $> 90°$ обычно в тяжелых станках. На направляющих охватываемых меньше задерживаются отходы обработки. Работают с прижимными планками и без них. Охватывающие — применяют для направляющих станины продольно-строгальных станков, иногда (при хорошей защите) для станин токарных станков, охватываемые — для направляющих станины токарных, револьверных, иногда — координатно-расточных и других станков
Комбинированные				Сохраняют значительную часть преимуществ описанных выше форм, но менее трудоемки в изготовлении. Треугольная направляющая обычно симметричной формы ($\alpha_1 = 45°$), в токарных станках — часто несимметричной ($\alpha_1 = 15 \div 30°$). Охватывающая — основная форма направляющих станин шлифовальных и координатно-расточных станков; часто применяется для станин продольно-строгальных и фрезерных станков, иногда (при хорошей защите) — для станин токарных станков; охватываемая форма — наиболее распространена для станин токарных станков
Угольные				Наиболее просты в изготовлении, удобны при сборке благодаря независимости перемещений в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Для регулировки требуют три планки или клина — больше, чем другие формы. Несущие горизонтальные грани легко сделать широкими, что позволяет снизить давление. На горизонтальных гранях смазка хорошо удерживается, но отходы обработки сами не сбрасываются; на вертикальных гранях — наоборот. Целесообразны, когда нагрузка воспринимается в основном несущими гранями, а боковые осуществляют
Прямо				направление, при малом износе либо когда износ мало влияет на точность. Применяют чаще в станках нормальной точности, в тяжелых станках, а также при гидростатической смазке направляющих (отсутствие износа). Охватывающая форма имеет ограниченное применение (направляющие станины некоторых строгальных станков и др.), охватываемая — основная форма направляющих станин тяжелых токарных, протяжных и агрегатных станков; вертикальных направляющих стоек; направляющих консолей консольно-фрезерных станков и т. д.
Трапецеидальные (ласточкин хвост)				Малые габариты по высоте и простая регулировка — одним клином или планкой. Изготовление и контроль сравнительно сложные. Плохо работают на отрыв при больших опрокидывающих моментах (особенно охватывающие). Имеют увеличенные потери на трение, поэтому редко применяются при повышенных скоростях скольжения. Рабочими гранями (кроме боковых) могут быть горизонтальные нижние либо верхние грани (аналогично у следующей формы). Охватывающая — основная форма направляющих пары салазки — стол консольно-фрезерных станков, применяется для станин поперечно-строгальных станков. Охватываемая — основная форма направляющих для поперечных и верхних салазок суппорта токарных станков
Комбинированные				Применяют при односторонних опрокидывающих моментах, когда необходима высокая жесткость планок или клиньев со стороны, подверженной отрыву, — для направляющих боковых суппортов многорезцовых и карусельных станков
Круглые				Распространены значительно меньше указанных выше. Охватываемые — чаще используют при коротких ходах; изготовляют из стальных прутков или труб, обычно подвергают закалке; менее трудоемки в изготовлении (чем охватывающие); загрязняющие элементы легко сбрасываются; удобны для системы гидростатической смазки. Применяют при осевом симметричном по отношению к направляющим нагружении: охватывающие — в продольно-фрезерных станках; охватываемые — иногда в горизонтально-расточных (для шпиндельной бабки), протяжных, хонинговальных, многорезцовых, болто-, винто- и трубонарезных станках и др.

[1] Формы сечений показаны для станин и неподвижных в относительном движении корпусных деталей.

деформаций применение комбинированных направляющих, реализующих принцип «узкого» направления, предпочтительнее в сравнении с двумя треугольными. Этим объясняется преимущественное применение комбинированных направляющих, например, в плоскошлифовальных станках.

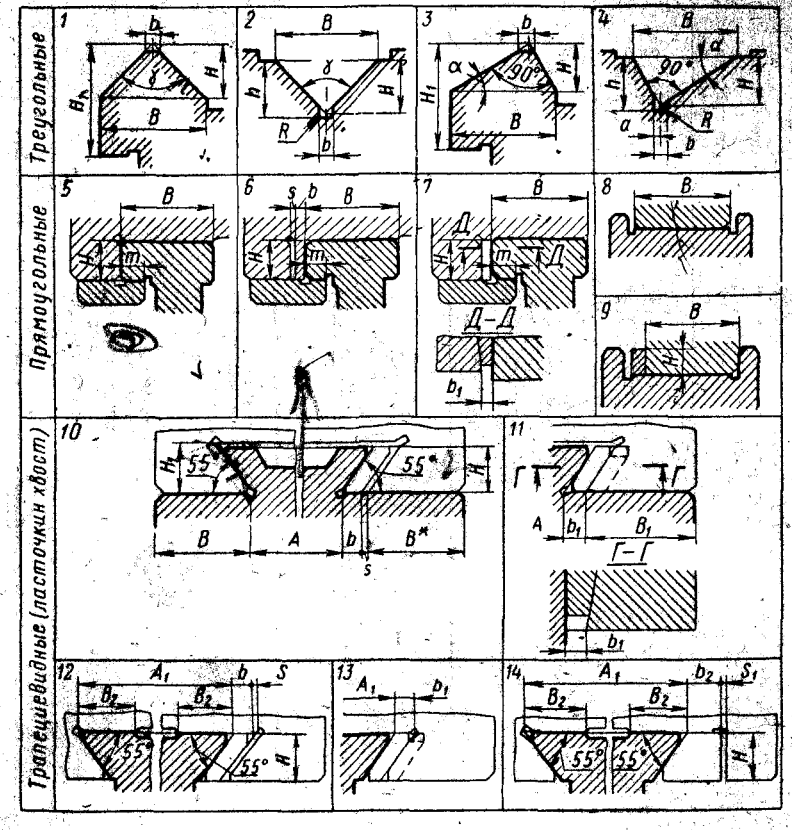


Рис. 55. Сечения направляющих (см. табл. 21):

1, 2 — симметричные $\gamma = 90°$, 120° и в отдельных случаях 110°; *3, 4* — несимметричные $\alpha = 20°$, 25° и 30°; *5* — без регулировочной планки или клина; *6* и *9* — с регулировочной планкой; *7* — с клином; *8* — без регулировочной планки; *10, 12, 14* — с регулировочной планкой; *11, 13* — с клином

Сечения направляющих скольжения нормализованы (нормаль станкостроения Н20-1). В качестве основного размера принята высота направляющих H (рис. 55). Конструктивные соотношения размеров сечений даны на рис. 55 и в табл. 21.

Отношение длины столов и салазок к габаритной ширине направляющих в ответственных сопряжениях должно быть не менее 1,5 при «узком» боковом направлении и не менее 2 при «широком».

Таблица 21

Размеры сечений направляющих в *мм* (обозначения размеров см. на рис. 55)

Тип направляющих	H	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	80	100	125	160	200	250	320
Треугольные симметричные и несимметричные *	H_1**	$\approx 2H$; $(2{,}2 \div 2{,}3)H$; $(2{,}5 \div 2{,}7)H$													—	—	—	—	—
	b	$\approx 0{,}2H$													$\approx 0{,}16H$				$\approx 0{,}12H$
	h	$H+1$				$H+2$			$H+3$		$H+4$			$H+5$					
	R	0,3		0,5		1		1,5	2		3			4			5		
Прямоугольные	B	—	$\approx (1{,}5 \div 1{,}7)H$; $\approx 2H$; $\approx 2{,}5H$; $\approx (3 \div 3{,}2)H$; $\approx 4H$																
	m	$\approx 0{,}4H$***; $\approx 0{,}5H$; $\approx 0{,}6H$																	
	b планка	—	$\approx 0{,}3H$								$\approx 0{,}25H$								
	b клин	—	$\approx 0{,}3H$			$0{,}25H$		$\approx 0{,}25H$ $\approx 0{,}3H$			$\approx 0{,}2H$ $0{,}25H$			$\approx 0{,}15H$ $\approx 0{,}2H$					
	s	—	0,5						1										
Трапециевидные типа «ласточкин хвост»	H_1	$H+0{,}5$				$H+1$					$H+1{,}5$								
	b	5		6		8	10	12	10	12	15	18	15	18	22	—			
	b_1	—	—	—		3	4	5	6	8	6	8	10	8	10	12	15		
	b_2	—	—	—		—	—	20		25		32		[40]		45			
	s	0,5				1													
	s_1	—				1					2								

* Треугольные симметричные с $H = 6 \div 200$ *мм*, несимметричные с $H = 10 \div 320$ *мм*;

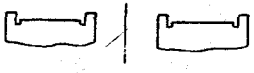
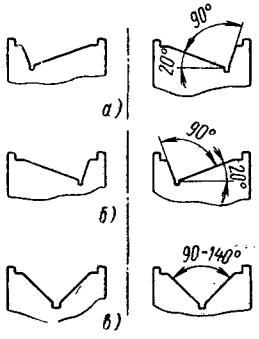
** Размеры H_1 и s рекомендуемые.

*** Этот ряд только при $H = 32 \div 100$ *мм*.

Размеры A, A_1, B^*, B_2 и B_3, заключенные на ряда 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000.

Таблица 22

Основные типы направляющих скольжения кругового движения

Направляющие	Форма поперечного сечения направляющих станины	Характеристика и применение
Плоские		Простейшая в изготовлении конструкция; обеспечивает высокую точность работы, удобна при установке накладных направляющих из антифрикционных материалов. Применяют для планшайб карусельных станков в сочетании с неподвижным центрирующим шипом, несущим подшипники качения, или со шпинделем планшайбы на подшипниках качения; шпиндельный узел воспринимает полностью радиальные и частично осевые нагрузки. В столах с малой скоростью вращения и без шпинделя (например, при необходимости поперечных перемещений стола) плоские направляющие применяют в сочетании с конической радиальной опорой, выполняемой за одно целое с направляющими. Рекомендуется в сочетании со шпиндельными опорами качения в качестве основной конструкции для направляющих различных станков (*зуборезных, плоскошлифовальных, координатно-расточных*), особенно рабтающих при высоких скоростях и нагрузках (карусельные станки)
Конические		Конструкция проще в изготовлении в сравнении с V-образной. Конические направляющие участвуют в восприятии радиальных сил, работая в сочетании с мощным шпинделем, вращающимся обычно в нерегулируемых подшипниках скольжения Недостаток – трудность обеспечения соосности направляющих и опор шпинделя. Применяют в ряде карусельных и других станков, обычно при диаметре планшайбы до 3,5 *м*
V-образные конические		Конструкции сложны в изготовлении, так как необходимо обеспечить соосность двух конических поверхностей и опор шпинделя. V-образная направляющая воспринимает радиальную и осевую силы и опрокидывающие моменты. Между внешними гранями направляющих в конструкции *а*) в карусельных станках обычно предусматривают начальный зазор для компенсации температурных деформаций. Направляющие работают в сочетании со шпинделем на регулируемых (реже нерегулируемых) подшипниках. В конструкции *б*) лучшие в сравнении с *а*) условия смазки рабочей пологой грани, так как масло отбрасывается к ней центробежной силой и меньшая опасность заклинивания в результате температурных деформаций. Конструкции *а*) и *б*), широко применявшиеся ранее в карусельных станках, в связи с появлением крупных высокоточных шпиндельных подшипников качения вытесняются плоскими направляющими; сохраняют применение для кольцевых планшайб. Конструкцию *в*) используют в зуборезных станках

Для большинства станков длина направляющих станины больше суммы длины направляющих стола (салазок и др.) и длины хода.

Направляющие кругового движения. Круговые направляющие применяют главным образом для столов (планшайб) с вертикальной осью вращения, обычно в сочетании со шпинделями, направляемыми в подшипниках. Используют следующие конструкции направляющих скольжения: плоские, конические и V-образные конические — симметричного и несимметричного профиля. Круговые направляющие имеют обычно охватывающую форму (табл.22).

Для уменьшения потерь на трение радиальные силы должны восприниматься подшипниками шпинделя. Это достигается в наибольшей мере при плоских направляющих и шпинделе на подшипниках качения. В универсальных станках с большим диапазоном регулирования и высоким верхним пределом чисел оборотов планшайбы в минуту шпиндель имеет подпятник, разгружающий направляющие.

Большие планшайбы диаметром более 7—8 *м* выполняют с двумя направляющими — плоскими или комбинированными — V-образной (внутренняя) и плоской. В уникальных карусельных станках с диаметром обработки изделия более 9 *м*, изготовляемых обычно с двумя планшайбами, кольцевые (внешние) планшайбы выполняют с комбинированными направляющими.

При высокой скорости вращения столов (карусельные, плоскошлифовальные станки) отношение среднего диаметра направляющих к диаметру стола составляет обычно 0,5—0,75. У столов с малой скоростью вращения (долбежных, зуборезных, универсальных фрезерных, координатно-расточных станков) это отношение обычно выше.

Отношение ширины направляющих к среднему диаметру изменяется в пределах 0,03—0,3 (меньшие значения — в станках с большими силами резания при малых диаметрах столов, большие — при больших диаметрах столов) [87]. В карусельных станках отношение ширины направляющих к среднему диаметру обычно 0,11—0,17, наиболее часто 0,13—0,14.

УСТРОЙСТВА ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Важным условием нормальной работы направляющих скольжения является наличие между их сопряженными поверхностями зазоров определенной величины. Для осуществления требуемых зазоров при сборке направляющих и поддержания величин зазоров в процессе эксплуатации станка применяют прижимные и регулировочные планки и клинья.

Прижимные планки (рис. 56, табл. 23) замыкают направляющие и обеспечивают заданные зазоры между основными плоскостями направляющих. Величину зазора устанавливают пригонкой

Таблица 23

Основные размеры (в *мм*) прижимных планок для направляющих станков (рис. 56)

m	H	h	M	M_1	M_2	d	l
4	8	4	12	16	20	М4	4
5	8 10	5	15	20	25	М5	5
6	10 12	6	20	25	32	М6	6
8	12 16	8	25	32	40	М8	7
10	16 20	10	32	40	50	М10	9
12	20 25 32	12	40	50	60	М12	11
16	25	16	50	60	70	М16	14
	32 40 (45)			70			
20	32	20	60	70	80		
	40 (45) 50 (55)			80			
25	40 (45) 50 (55) 60 (70)	25	80	90	100	М20	18
				100	110	М24	20
32	50 (55) 60 80 (70)	32	100	110			
				125	125		
40	(70) 80 100	40	125	140 160 —	160	М30	25
50	(70) 80 100	50	140	180 —	180	М36	28
60	100	60	160	—	200	М42	32

базовой поверхности *1* планки (рис. 56, *а*) или (реже) регулированием винтов крепления планки. В незамкнутых направляющих, в которых действующие силы (обычно — силы веса) обеспечивают надежный постоянный контакт основных направляющих, прижимные планки не применяют или устанавливают с большим зазором (0,2—0,5 *мм*), чтобы предохранить перемещаемый узел от недопустимого смещения при действии аварийных нагрузок. В направляющих перестановки иногда участки прижимных планок используют в качестве зажимных элементов.

Прижимные планки прикрепляют на всей длине направляющих (при больших усилиях и коротких направляющих); с перерывами

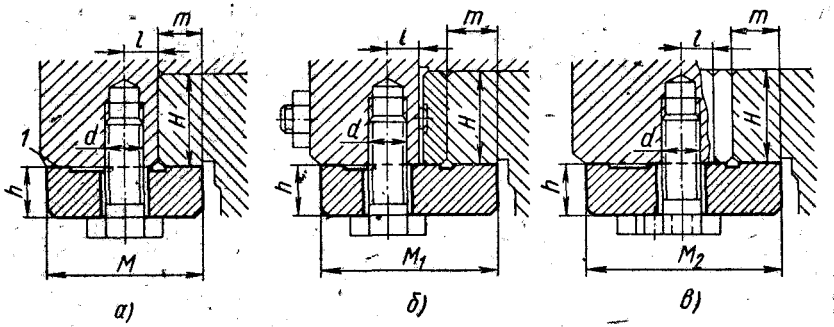


Рис. 56. Прижимные планки для направляющих станков:

а — устанавливаемые без регулировочных планок и клиньев; *б* — устанавливаемые вместе с регулировочными планками; *в* — устанавливаемые вместе с клиньями

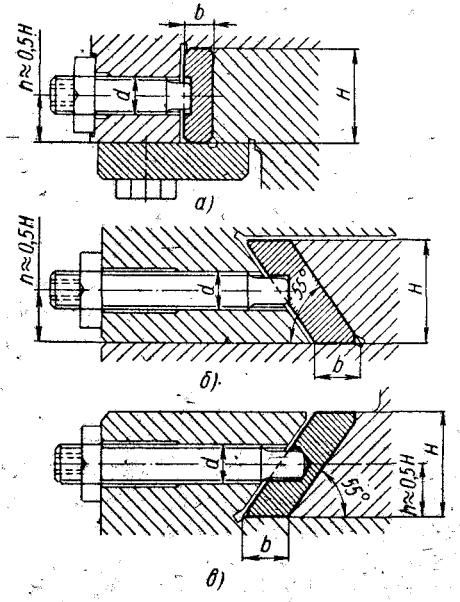


Рис. 57. Регулировочные планки:

а — для прямоугольных направляющих; *б*, *в* — плоские планки для трапециевидных направляющих, соответственно исполнение I и исполнение II

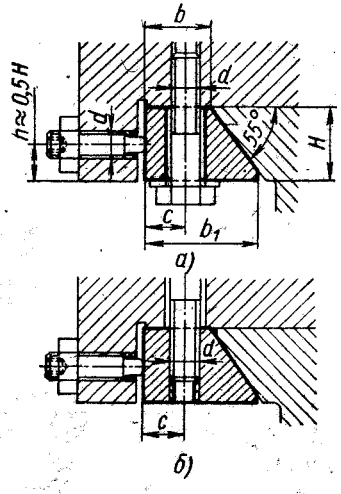


Рис. 58. Регулировочные планки с одним скосом для трапециевидных направляющих станков:

а — исполнение I — с гладкими отверстиями под крепежные винты; *б* — исполнение II — с резьбовыми отверстиями под крепежные винты

Таблица 24

Основные размеры (в *мм*) регулировочных планок для прямоугольных направляющих станков (рис. 57, *а*)

H	*b*		*d*
	1-й ряд	2-й ряд	
8	—	2,5	M4
10	—	3	
12	—	3,5	M5
16	—	5	M6, M8
20	—	6	M10
25	—	8	
32	8	10	M12
40	10	12	M16
(45)	12	15	
50			
(55)	15	18	M16, M20
60			M20
(70)	18	20	M24, M30
80	20	25	

Таблица 25

Основные размеры (в *мм*) плоских регулировочных планок для трапециевидных направляющих станков (рис. 57, *б*, *в*)

H	*b*		*d*	*H*	*b*		*d*
	1-й ряд	2-й ряд			1-й ряд	2-й ряд	
6	—	5	M3	20	10	12	M10
8			M4	25			
10	5	6	M5	32	12	15	M12
12	6	8	M6	40	15	18	M16
16	8	10	M8	50			M16, M20
				60	18	22	M20, M24

Таблица 26

Основные размеры (в *мм*) планок регулировочных с одним скосом для трапециевидных направляющих станков (рис. 58)

H	*b*	b_1	*c*	*d*
20	20	33	12	M10
25		36		
32	25	46	15	M12
40	32	58	20	M16
50		64		
60	40	79	25	M20
80	45	96	28	M24

по длине направляющих (при средних усилиях, большой длине и малой жесткости деталей; на концах направляющих (при малых усилиях). Размер *m* прижимных планок (см. табл. 23) выбирают в зависимости от действующих сил. Для данной высоты *H* допускается применять планки, соответствующие другой высоте направляющих.

В большинстве случаев планки крепят винтами с шестигранной головкой (по нормали станкостроения К21-1), реже — винтами с цилиндрической головкой (К21-9 или К21-6). Винты устанавливают головками со стороны планок. Иногда применяют обратное расположение винтов; при этом в планках делают резьбовые отверстия. Количество винтов определяют расчетом [51].

Регулировочные планки служат для регулирования зазора в боковых плоскостях прямоугольных и трапециевидных направляющих (рис. 57, 58, табл. 24, 25, 26) при малых и средних усилиях,

воспринимаемых этими плоскостями. Регулирование производят перемещением планки винтами, расположенными в плоскости поперечного сечения направляющей. Регулировочные планки обычно имеют одностороннее крепление; в ответственных случаях применяют двустороннее крепление, осуществляемое, например, чередующимися нажимными и натяжными винтами. Иногда для фиксации планок в продольном направлении применяют цилиндрические штифты.

Клинья применяют для той же цели, что и регулировочные планки, но в более ответственных случаях: при действии больших усилий, необходимости тонкого регулирования, повышенных требованиях к жесткости, стесненных габаритах. Зазоры регулируют продольным перемещением клина при помощи винтов или других устройств. Клинья и регулировочные планки следует устанавливать с менее нагруженной боковой стороны направляющих. Рекомендуемые способы регулирования клиньев показаны на рис. 59.

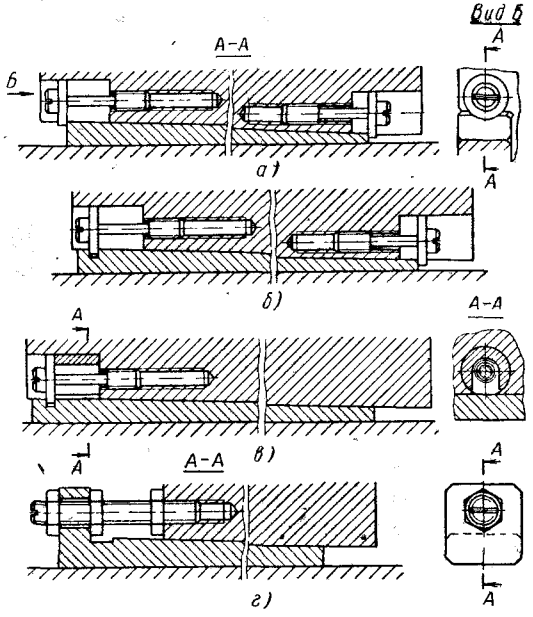


Рис. 59. Клинья для регулирования зазоров в направляющих станков:

а — перемещаемые двумя винтами, для прямоугольных направляющих; *б* — с пазом, перемещаемые одним винтом, для прямоугольных и трапециевидных направляющих (винт стопорится с помощью второго винта, установленного со стороны тонкого конца клина); *в* — с пазом, перемещаемые одним винтом, для прямоугольных и трапециевидных направляющих (винт стопорится с помощью пригоняемой проставки, установленной под головку винта); *г* — с цельным ухом, перемещаемые с помощью шпильки и гаек, для прямоугольных направляющих

В некоторых случаях (при необходимости особо тонкого регулирования положения клина, очень надежного его законтривания и т. д.) применяют более сложные регулировочные устройства. Для облегчения пригонки клина его нерабочую сторону в средней части (по длине) можно занижать. У клиньев больших размеров иногда среднюю часть занижают с двух сторон так, чтобы работали только концы клина.

При возможности попадания загрязнения между клином и направляющей на головке клина устанавливают защитные уплотнения.

Планки и клинья (как и собственно направляющие) образуют рабочие поверхности скольжения. Поэтому к планкам и клиньям в отношении материалов, шероховатости поверхности, условий смазки предъявляются такие же требования, как и к направляющим. Планки и клинья рекомендуется выполнять из чугуна СЧ 21-40, если они обеспечивают достаточную износостойкость и механическую прочность, например, от поломки при случайном ударе и т. п. В противном случае планки и клинья следует выполнять либо целиком из бронз Бр.АМц 9-2, Бр. ОЦС 6-6-3 и Бр.АЖ 9-4, либо (что предпочтительнее) из стали с накладками из указанных бронз или цинкового сплава ЦАМ 10-5. Применять планки и клинья из незакаленной стали не следует, так как пара трения чугун — незакаленная сталь обладает низким сопротивлением схватыванию.

Смазку к планкам и клиньям подводят так же, как к рабочим поверхностям основных направляющих — через трубки, отверстия и смазочные канавки.

НАКЛАДНЫЕ НАПРАВЛЯЮЩИЕ

Направляющие выполняют накладными, прикрепляемыми к станине и другим корпусным деталям обычно в следующих случаях: а) при необходимости увеличить износостойкость либо получить более благоприятные характеристики трения; б) при сварных станинах; в) когда по условиям изготовления нельзя доступными на данном заводе средствами обеспечить необходимую точность, при выпуске станков малыми сериями и отсутствии оборудования для поверхностной закалки чугунных направляющих, либо когда не удается выполнить требования к качеству чугуна и т. п.; г) когда по конструктивным соображениям нужно разместить устройства для защиты направляющих в виде лент, проходящих в сквозных продольных пазах в столе над его направляющими (см. рис. 100, *а*); д) с целью упрощения ремонта путем замены изношенных направляющих без обработки после крепления.

Накладные направляющие на станинах (стойках) подвергают объемной закалке, либо поверхностному упрочнению. В сравнении с чугунными закаленными направляющими, выполненными за одно целое со станиной, закаленные (стальные, чугунные) накладные направляющие имеют бо́льшую трудоемкость изготовления и несколько меньшую жесткость из-за дополнительного стыка; с другой стороны, они могут иметь бо́льшую износостойкость. Накладные направляющие на станинах выполняют в виде: а) массивных планок, применяемых наиболее часто (рис. 60, 61); б) пластин толщиной порядка 2—8 *мм* (рис. 62); в) лент (рис. 64) и г) специального профильного проката, обычно для сварных конструкций (рис. 63, *л*, *м*).

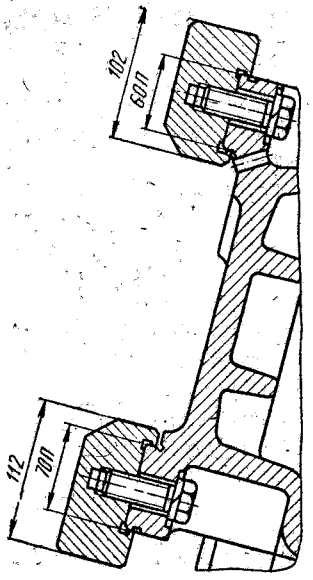


Рис. 60. Накладные направляющие из цементуемой закаленной стали на станине токарно-копировального полуавтомата станкозавода им. С. Орджоникидзе

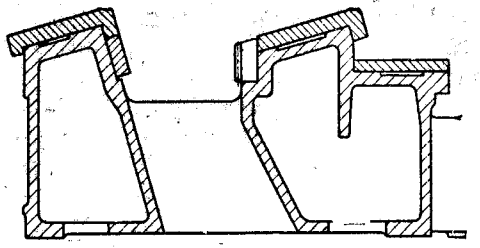


Рис. 61. Накладные стальные закаленные направляющие на станине тяжелого токарного станка фирмы Вальдрих (длина отдельных пластин около 2 *м*)

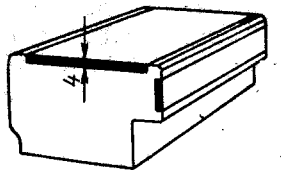


Рис. 62. Стальные закаленные (*HRC* 58—62) накладные врезные приклеенные пластины на направляющих горизонтально-расточного станка с подвижной стойкой фирмы Вотан

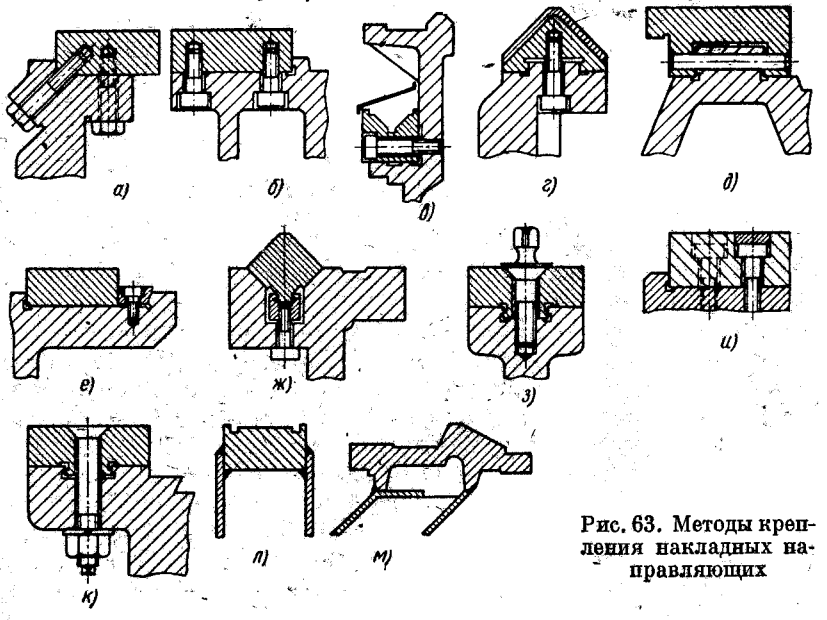


Рис. 63. Методы крепления накладных направляющих

Массивные планки (в большинстве случаев высокой твердости) крепят винтами и штифтами (рис. 63, *а—д*, *з—к*), а также прихватами (рис. 63, *е*, *ж*). Перспективным представляется приклеивание планок. Предпочтительны методы крепления, не связанные с повреждением направляющих (рис. 63, *а—ж*), что при винтах и штифтах применяют обычно для накладных направляющих, имеющих поверхностное упрочнение, а при использовании прихватов — для планок из любых материалов. Наряду с поверхностным упрочнением для облегчения крепления применяют двухслойные направляющие (рис. 63, *г*) с толстым рабочим слоем закаленной стали и мягкой сердцевиной (см. стр. 173).

При креплении планок винтами со стороны рабочей поверхности следует плотно закрывать отверстия винтами со специальной головкой либо пробками из того же материала и также термически обработанными, как и направляющие. Это необходимо при креплении накладных направляющих на станинах ввиду возможности повреждения стружкой, попадающей в указанные отверстия и проникающей таким образом в область трения. При креплении, показанном на рис. 63, *з*, после завертывания винта его ослабленную шейку срезают. Оставшуюся часть винта, выступающую часть пробки (рис. 63, *и*) и коническую без шлица головку винта (рис. 63, *к*) обрабатывают заподлицо с направляющими.

Изготовление с высокой точностью закаленных планок, а также посадочных мест позволяет в ряде станков отказаться от шлифования после крепления планок к станине. Это достигается в токарных станках фирм Шерер (рис. 63, *в*) и Ле Блонд, расточных станках фирмы Гиддингс и Льюис и др. Например, последняя изготовляет чугунные планки, шлифованные периферией круга, с допуском на параллельность сторон 3 *мк*, перпендикулярностью сторон 7 *мк* и плоскостностью 8 *мк* на 1 *м*; чистота обработки ∇9—∇10 [98]. Фирма Шерер изготовляет стальные закаленные хромированные планки длиной 750 *мм*; после нанесения слоя хрома толщиной 20 *мк* (допуск на толщину 3,5 *мк*) дальнейшей обработке планки не подвергают.

Разгрузку винтов (штифтов) от поперечных сил обеспечивают при соединении выступом и пазом при посадке без зазора (рис. 63, *г*, *д*, *з*, *к*). При базировании накладных направляющих по двум взаимно перпендикулярным плоскостям винты целесообразно располагать под углом наклона, близким к 45° (рис. 63, *а*). Бурт целесообразно располагать так, чтобы горизонтальная составляющая силы резания была направлена в сторону бурта (рис. 63, *а*, *б*, *е*, *и*).

Для жесткого соединения планок со станиной необходимо точное изготовление стыка. При креплении планок винтами, давление (контактные деформации) под винтами выше, чем в промежутках; это вызывает искривление накладных направляющих. Значительное снижение деформаций накладных направляющих обеспечивают при выборе диаметра и силы затяжки винтов в зависимости

от толщины планок в соответствии с рекомендациями для направляющих качения (раздел III, гл. I). Шаг винтов для накладных направляющих скольжения, не обрабатываемых после крепления, следует выбирать также в соответствии с упомянутыми рекомендациями, а в остальных случаях в 1,2—1,5 раза больше. При креплении широких накладных направляющих винтами в два ряда винты следует располагать в шахматном порядке (рис. 63, *и*). При креплении прихватами (рис. 63, *е*) вследствие снижения местных напряжений деформации планок уменьшаются.

При изготовлении накладных направляющих составными (длина частей 600—2000 *мм* или более) торцы должны быть точно обработаны и пригнаны без зазора в стыках.

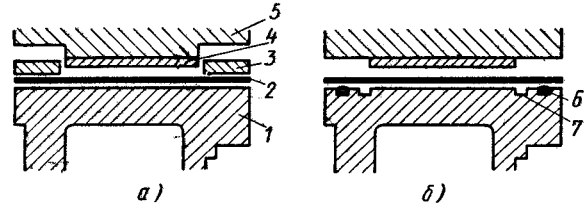


Рис. 64. Схема крепления накладных направляющих — стальных лент на станине:

а — крепление прижимными планками; *б* — приклеиванием (*1* — направляющие станины, *2* — стальная закаленная лента, *3* — прижимная планка для крепления ленты к станине, *4* — накладная направляющая из катаной бронзы, *5* — салазки, *6* — клей, *7* — канавка для сбора избыточного клея)

В сварных конструкциях станин (корпусов) стальные накладные направляющие в виде массивных планок (рис. 63, *л*) или специального профильного проката (рис. 63, *м*) приваривают.

Накладные направляющие в виде лент изготовляют из точной стальной холоднокатаной пружинной закаленной ленты толщиной 0,25 *мм*. Ленты устанавливают с предварительным натягом (крепление на концах) на точно шабреных направляющих [127]. Применяют ленту с номинальным отклонением по толщине ±0,02 *мм* (фактически 6 *мк* на длине 500 *мм*), светлополированную (*HRC* 56), имеющую шероховатость поверхности в направлении прокатки ∇12. Натянутые ленты крепят дополнительно по всей длине направляющих прижимными планками и винтами (рис. 64, *а*), препятствующими попаданию загрязнения под ленты, или приклеивают к станине под большим давлением, создаваемым по всей ширине ленты; избыток клея выжимается наружу и в канавку 7 (рис. 64, *б*). Несущая средняя часть ленты не приклеивается, что позволяет обеспечить высокую точность направляющих.

Описанная конструкция применяется для прямоугольных направляющих станины расточных станков различных типов фирмы Шарманн. Ленты закрепляют на горизонтальных гранях,

несущих основную нагрузку; направление в горизонтальной плоскости осуществляют с помощью направляющих качения — роликами, установленными с предварительным натягом на концах салазок, по стальным закаленным планкам, вклеенным в вертикальные грани прямоугольных направляющих. Описанная конструкция (пара трения закаленная сталь — катаная бронза) обеспечивает высокую долговечность направляющих, благоприятные характеристики трения и быструю замену ленты при ремонте.

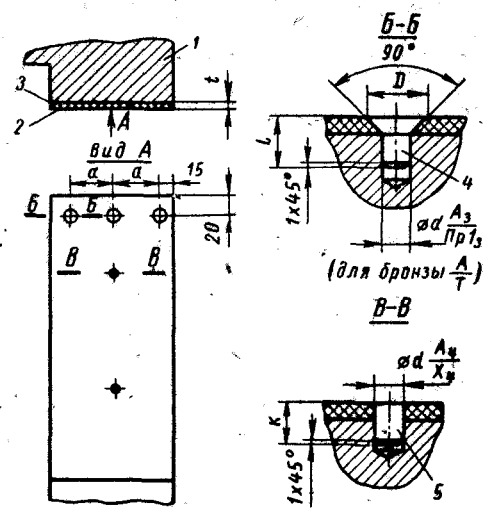


Рис. 65. Схема дополнительного крепления приклеенных пластмассовых накладных направляющих:

1 — салазки (стол); *2* — накладные направляющие из пластмассы; *3* — клеевой шов; *4* и *5* — штифты (размеры в *мм*)

t	a	d	D	l	k
3	≤50	6	12	14	10
5	≤80	8	18	16	12

Накладные направляющие на столах (салазках, бабках) в большинстве случаев изготовляют из сравнительно мягких материалов — цветных сплавов и пластмасс. Направляющие из текстолита ПТ набирают из пластин длиной 500—800 *мм*, шириной, равной ширине граней направляющих, толщиной 3—5 *мм*; для тяжелых станков рекомендуется толщина 5 *мм*. Крепление накладок — холодное приклеивание эпоксидным клеем [70]. Аналогична конструкция накладных направляющих из капрона Б, однако технология приклеивания в связи с тем, что полиамиды хуже, чем текстолит, склеиваются с металлами, несколько более сложная [46]. Переход от ранее применявшихся накладок из текстолита толщиной 10 *мм* с креплением винтами и штифтами на тонкослойные приклеенные позволяет: снизить расход пластмассы в 2—4 раза, уменьшить трудоемкость изготовления пластмассовых направляющих, снизить деформации слоя пластмассы, вызываемые изменениями температуры и водо- и маслопоглощаемостью, а также собственные и контактные деформации. Для повышения прочности крепления пластмассовых направляющих их концы рекомендуется крепить штифтами *4* (рис. 65) из капрона Б, текстолита ПТ или бронзы (Бр. АМц 9-2, Бр. АЖ 9-4). Штифты *4* следует устанавливать после затвердевания клеевого шва. При соблюдении рекомендуемой технологии приклеивания [70] штифты следует располагать только на внешних концах крайних пластин. Перед установкой штифты смазывают эпоксидным клеем. Количество и размеры штифтов определяются шириной направляющих. Штифты *5* служат для предотвращения смещения пластин в процессе склеивания.

Если приклеивание пластмассовых направляющих не обеспечивает достаточной прочности, следует применять накладные направляющие большей толщины (10 *мм*), дополнительно крепить винтами или текстолитовыми штифтами (рис. 66). Слои ткани в штифтах должны быть расположены перпендикулярно плоскости скольжения, головки штифтов обрабатывают заподлицо с плоскостью скольжения; можно применять также конические текстолитовые штифты. В случаях, когда направляющие перемещаемого узла выходят за пределы направляющих станины на некоторую длину, накладки на длине, несколько большей указанной, следует дополнительно крепить винтами.

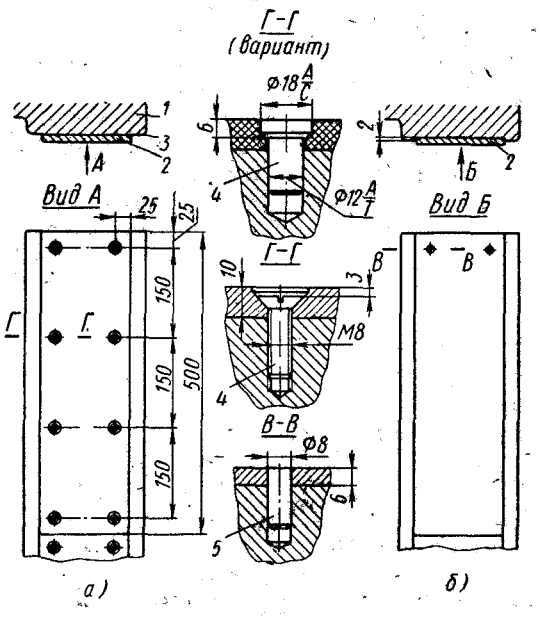


Рис. 66. Схема дополнительного крепления приклеенных накладных направляющих:

1 — салазки (стол); *2* — накладные направляющие; *3* — клеевой шов; *4* — винт (бронза Бр. АМц 9-2, Бр. АЖ 9-4 или сталь); *5* — штифт (бронза Бр. АМц 9-2, Бр. АЖ 9-4 или цинковый сплав ЦАМ 10-5)

Накладные направляющие из бронзы Бр. АМц 9-2 следует изготовлять из полос (проката в отожженном состоянии, ГОСТ 1595—47). Размеры пластин (в обработанном виде) — толщина 10 *мм*, длина 600—800 *мм*; крепление — приклеивание эпоксидным клеем по технологии, аналогичной применяемой для накладных направляющих из текстолита [70], и дополнительно стальными или лучше бронзовыми винтами с потайной головкой (рис. 66, *а*). Для сравнительно редко перемещаемых узлов (шпиндельных бабок горизонтально-расточных станков, поперечин карусельных станков и др.), направляющие которых имеют обычно малую скорость изнашивания, может быть выбрана меньшая толщина накладных направляющих — 7 *мм* (приклеивание с дополнительным креплением бронзовыми винтами М6).

Размеры накладных направляющих из ЦАМ 10-5 (прокат) и методы их крепления аналогичны описанным для бронзы Бр. АМц 9-2 (рис. 66, *а*). Длина пластин рекомендуется меньшая (400—500 *мм*) ввиду значительного коэффициента линейного расширения цинковых сплавов.

Прилегание склеиваемых плоскостей пластины и стола (салазок) должно быть достаточно точным. Крепление винтами необходимо, так как прочность клеевого шва (особенно ударная) при склеивании бронзы Бр. АМц 9-2 и ЦАМ 10-5 с чугуном (по технологии, принятой обычно для текстолитовых направляющих) недостаточна.

Для повышения прочности склеивания пластины (из бронзы и цинкового сплава) целесообразно врезать в корпус (рис. 66, *б*). В этом случае, если соблюдать рекомендуемую технологию склеивания [70], можно отказаться от дополнительного крепления винтами и крепить штифтами (из бронзы или ЦАМ 10-5) только внешние концы крайних пластин. Это позволяет снизить толщину накладных направляющих до 5—6 *мм*. Пластины для накладных направляющих главного движения следует дополнительно крепить винтами.

Тонкослойные приклеиваемые накладки на направляющих перемещаемых узлов являются удобными компенсаторами износа.

КОНСТРУКЦИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ СТАНКОВ ОТДЕЛЬНЫХ ТИПОВ

Токарно-винторезные и токарные станки

Интенсификация использования современных токарных станков вследствие механизации ускоренных перемещений суппортов, повышения мощности привода и т. д. выдвигает задачу дальнейшего повышения долговечности направляющих, в частности, путем совершенствования их конструкции.

Конструкция закаленной чугунной направляющей станины токарного станка 1К62 (наибольший диаметр обрабатываемой поверхности над станиной 400 *мм*) завода «Красный пролетарий» (рис. 67) выполнена в соответствии с рекомендациями, описанными в гл. III. Дальнейшим улучшением этой конструкции является увеличение ширины наиболее изнашиваемой передней треугольной направляющей, особенно ее внутренней грани. Необходимое по условиям сохранения точности снижение износа передней направляющей, а также снижение трения может быть обеспечено частичной разгрузкой треугольной направляющей двумя подпружиненными шарикоподшипниками, установленными на передних крыльях салазок (рис. 68); подшипники катятся по верхней нерабочей полке треугольной направляющей (размер *б* на рис. 67, *б*).

Учитывая значительное загрязнение отходами обработки направляющих, что определяет высокую скорость их изнашивания

(см. гл. III), особое значение имеет надежная защита направляющих. Защитные устройства для направляющих описаны ниже применительно к обычной компоновке станка с верхним расположением направляющих станины (рис. 69, *а*); возможности защиты направляющих при этом ограничены.

Одно из целесообразных решений проблемы повышения долговечности направляющих, особенно в станках средних размеров, —

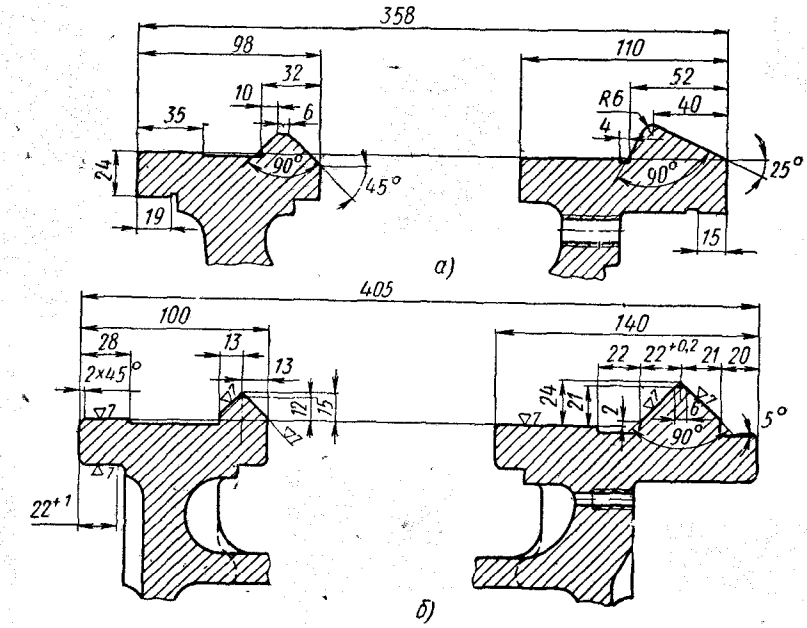


Рис. 67. Направляющие станины токарных станков завода «Красный пролетарий»:

а — мод. 1А62 (высота центров $h_ц = 200$ *мм*); *б* — мод. 1К62 ($h_ц = 215$ *мм*)

это переход от традиционной охватываемой формы сечения направляющих станины (рис. 69, *а*) и проточной смазки к охватывающей форме сечения с надежной защитой от попадания отходов обработки и циркуляционной смазкой. Применение охватываемой формы сечения направляющих станины в токарных, револьверных и других станках сложилось в связи с отсутствием в станках ранних конструкций приемлемых решений, обеспечивающих надежную защиту направляющих. С охватываемой формой сечения связано и использование проточной смазки, рассчитанной на бедную смазку.

Однако и после появления отдельных конструкций токарных станков, где вследствие нижнего расположения направляющих станины для салазок успешно решен вопрос их защиты, охватываемая форма направляющих станины (рис. 69, *б*), не позволяющая

в полной мере реализовать возможности повышения долговечности направляющих, все же сохранилась; соответственно не могла быть использована и циркуляционная смазка. В конструкции, показанной на рис. 69, *в*, передняя наиболее нагруженная и изнашиваемая направляющая также имеет неоправданную в данном случае охватываемую форму. Значительно лучше использованы

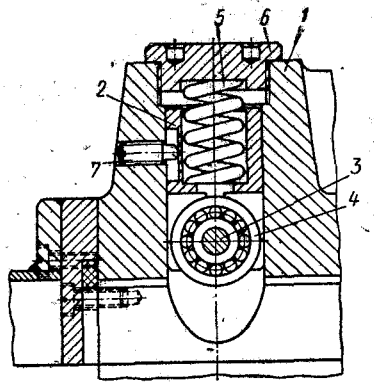


Рис. 68. Устройство для разгрузки направляющих на салазках суппорта револьверного станка с горизонтальной осью вращения револьверной головки (завода им. 8 мая, ГДР):

1 — бобышка на крыле салазок; *2* — обойма; *3* — ось; *4* — шарикоподшипник; *5* — пружина; *6* — пробка; *7* — установочный винт

возможности нижнего расположения направляющих в конструкциях, показанных на рис. 69, *г*, *д* (в последнем случае — с накладными стальными закаленными и хромированными направ-

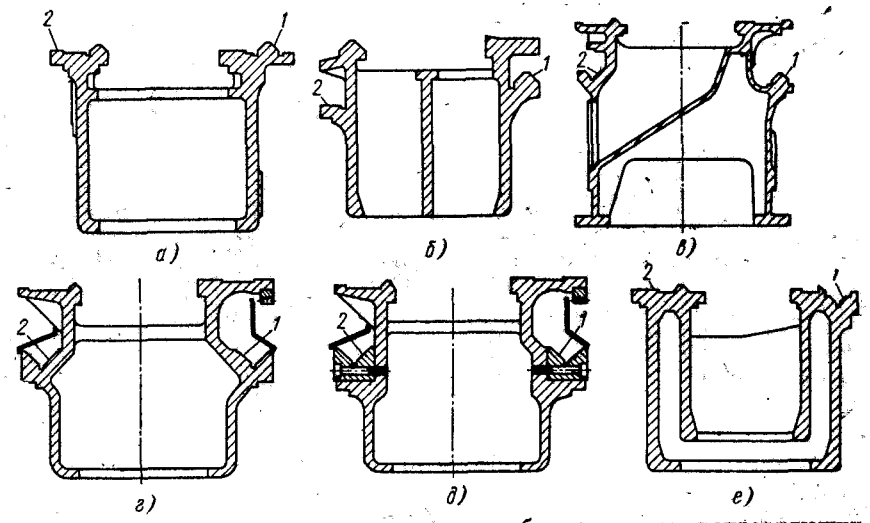


Рис. 69. Конструкции треугольных и комбинированных направляющих токарных станков и их расположение в станине:

1 — передняя (от рабочего) направляющая; *2* — задняя направляющая

ляющими); однако и здесь не предусмотрена циркуляционная смазка. Опыт эксплуатации станков, имеющих станину в соответствии с рис. 69, *г*, показывает, что долговечность их направляющих благодаря хорошей защите не менее чем в 2 раза выше по сравнению с традиционной формой направляющих (рис. 69, *а*), задиры редки. Известный недостаток станин с нижним расположением направляющих (рис. 69, *б—д*) — затруднена их обработка. Тем не менее изготовление станин в соответствии с рис. 69, *д* при введении циркуляционной смазки целесообразно, так как позволит резко повысить долговечность направляющих. В такой конструкции создана возможность применения гидроразгрузки направляющих. В токарном станке, показанном на рис. 69, *е*, передняя направляющая с сечением охватывающей формы расположена наверху; защита направляющих телескопическими щитками менее совершенна, чем на рис. 69, *г*, *д*, однако при обильной циркуляционной смазке достигается высокая долговечность направляющих.

Направляющие станины тяжелых токарных станков в большинстве случаев имеют прямоугольную форму — наиболее простую в изготовлении. Несущие горизонтальные грани выполняют при этом широкими, что позволяет снизить давление. В ряде случаев, особенно для уменьшения деформации салазок, применяют тройные направляющие. В тяжелых станках с несколькими суппортами передние (относительно линии центров) и задние суппорты имеют отдельные направляющие. Направляющие станины под заднюю бабку в станках средних размеров обычно выполняют комбинированными —треугольной и плоской (см. рис. 67).

Направляющие для поперечных салазок суппорта, а также для верхних салазок в станках средних размеров выполняют чаще в виде «ласточкина хвоста» с клином, по типу, показанному на рис. 55, поз. *11*. В связи с начавшимся использованием стальных закаленных направляющих для поперечных салазок следует ожидать некоторого расширения применения прямоугольных направляющих.

Карусельные станки

Развитие карусельных станков характеризуется значительным повышением их быстроходности, мощности и точности обработки. Верхние пределы числа оборотов планшайб выросли за последние 30—40 лет в 3 раза и более, соответственно увеличилась скорость скольжения на направляющих — параметр, от которого зависит их работоспособность. Конструкция опор планшайбы в значительной степени определяет производительность, точность и шероховатость поверхности при обработке на карусельных станках.

Характеристика основных конструктивных форм направляющих карусельных станков дана выше, в табл. 22. Конструкции круговых направляющих одностоечных и двухстоечных карусельных станков подобны.

Значительная часть карусельных станков, находящихся в эксплуатации, имеет V-образные конические чугунные круговые направляющие (рис. 70). Вертикальная нагрузка воспринимается пологими направляющими, горизонтальная — в основном шпин-

дельным подшипником скольжения с регулируемым зазором. Круглые направляющие выполняют с радиальным зазором 0,05—0,08 *мм* и, как правило, в восприятии нагрузки не участвуют. Регулируемый по высоте упорный шарикоподшипник шпинделя позволяет разгружать круговые направляющие. Смазка циркуляционная,

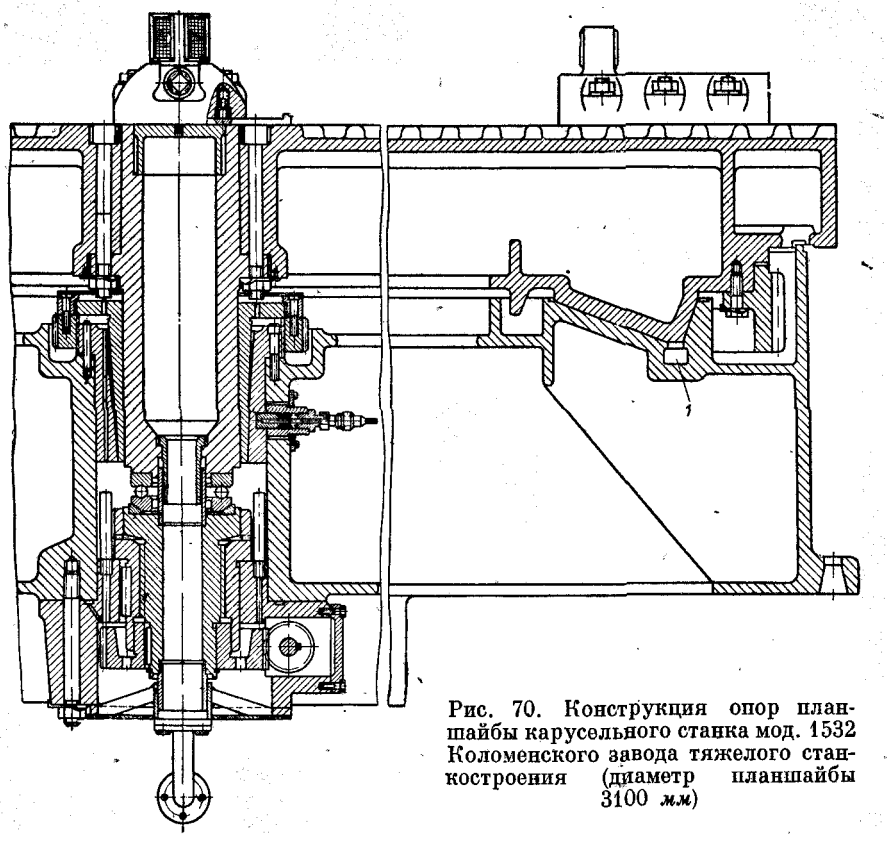


Рис. 70. Конструкция опор планшайбы карусельного станка мод. 1532 Коломенского завода тяжелого станкостроения (диаметр планшайбы 3100 *мм*)

подается через отверстие в круговом канале *1* и далее через радиальные канавки, часть из которых закрытые (глухие), часть — открытые (сквозные). В более поздних выпусках станки этой конструкции имеют клинообразующие скосы у каждой смазочной канавки и дополнительно подвод масла под давлением к нескольким глухим канавкам на пологой направляющей, что обеспечивает жидкостное трение при всех режимах работы.

В конструкции опор планшайбы двухстоечного карусельного станка (рис. 71) направляющие выполнены плоскими (пара трения чугун—чугун); планшайба центрируется на неподвижном

шипе двумя однорядными радиально-упорными коническими роликоподшипниками, установленными в планшайбе на гильзе шипа; вертикальные нагрузки подшипники не воспринимают. Смазка —

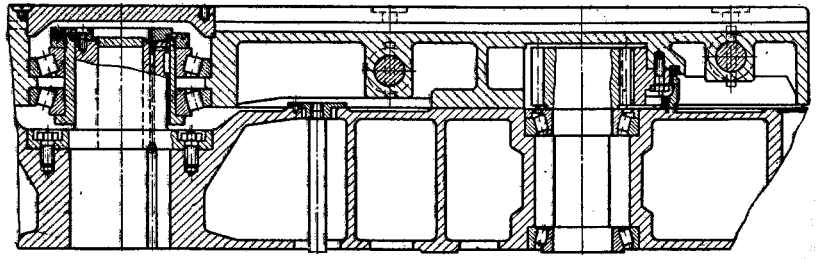


Рис. 71. Конструкция опор планшайбы карусельного станка фирмы Консолидейтед — Беттс мод. 16′ (диаметр планшайбы 4750 *мм*)

циркуляционная через открытые смазочные канавки из масляной ванны, уровень которой выше уровня направляющих.

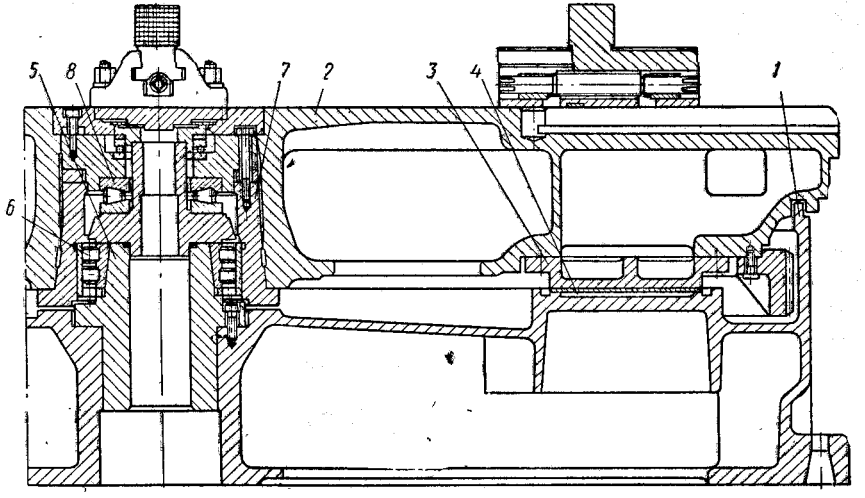


Рис. 72. Конструкция опор планшайбы карусельного станка мод. 1540 Коломенского ЗТС (диаметр планшайбы 4000 *мм*):

1 — основание; *2* — планшайба; *3* — накладная направляющая на планшайбе с покрытием из цинкового сплава ЦАМ 10-5; *4* — радиальная смазочная канавка; *5* — цилиндрический шип; *6* — радиальный двухрядный подшипник с короткими цилиндрическими роликами и коническим отверстием; *7* — переходная втулка, центрирующая планшайбу; *8* — упорный роликоподшипник, с помощью которого производится центральная разгрузка планшайбы

Критический анализ конструкций опор планшайб карусельных станков, а также предложения по их модернизации даны в работе [20]. Рациональная конструкция опор планшайбы — плоские круговые направляющие (пара трения цветной сплав или

пластмасса по чугуну) и шпиндельный узел на подшипниках качения в виде короткого неподвижного центрирующего шипа (рис. 72) или шпинделя планшайбы; шпиндельный узел воспринимает радиальные и частично осевые нагрузки [65]. Эта конструкция по сравнению с V-образными коническими направляющими и шпиндельным подшипником скольжения (см. рис. 70) имеет следующие преимущества: а) высокую долговечность; б) меньшее влияние температурных деформаций и износа круговых направляющих на их работоспособность; высокую радиальную жесткость; меньшую трудоемкость изготовления и ремонта, в том числе удобство осуществления накладок из антифрикционных материалов.

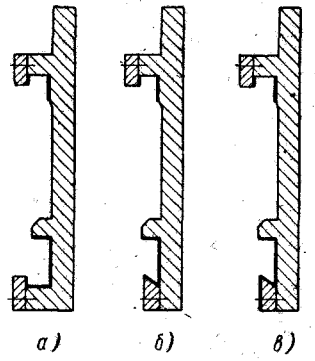


Рис. 73. Конструкции направляющих салазок вертикальных суппортов

Рекомендации по выбору материалов круговых направляющих и систем смазки, обеспечивающих жидкостное трение во всем диапазоне скоростей, даны соответственно в гл. V и X. Значительные перспективы применения для круговых направляющих имеет гидростатическая система смазки (см. гл. XI), а также опоры качения.

Направляющие салазок вертикальных и боковых суппортов в большинстве случаев выполняют прямоугольными (рис. 73, *а*) или комбинированными прямоугольными и по форме «ласточкина хвоста» (рис. 73, *б*); в последнем случае их иногда изготовляют с дополнительным направлением еще по одной вертикальной плоскости (рис. 73, *в*). Прямоугольные направляющие проще в изготовлении.

Расточные станки

Станки расточной группы отличаются большим разнообразием компоновки основных узлов и схем их движений. Это определяет и разнообразие конструкций направляющих.

В тяжелых расточных станках по станине перемещается стойка (с санями или без них) с относительно короткими направляющими. С целью более или менее равномерного распределения большой весовой нагрузки (вес стойки может достигать многих десятков тонн) и уменьшения деформаций станины, саней и стойки обычно предусматривают три направляющие. Основная трудность при проектировании этих направляющих заключается в необходимости избежания поворота подвижной детали (стойки, саней) в пределах зазора в направляющих под действием момента в горизонтальной плоскости, создаваемого тяговым усилием, которое при направляющих смешанного трения может достигать десятков тонн.

На рис. 74—76 показаны примеры типичных конструкций направляющих узла станина—сани. Направляющие, показанные на рис. 74, не обеспечивают высокой точности положения подвижного узла, так как пологая треугольная направляющая с углом при вершине 110° неполностью предохраняет от поворота. Значительно лучше в этом отношении направляющие, показанные на рис. 75, которые в настоящее время широко применяются.

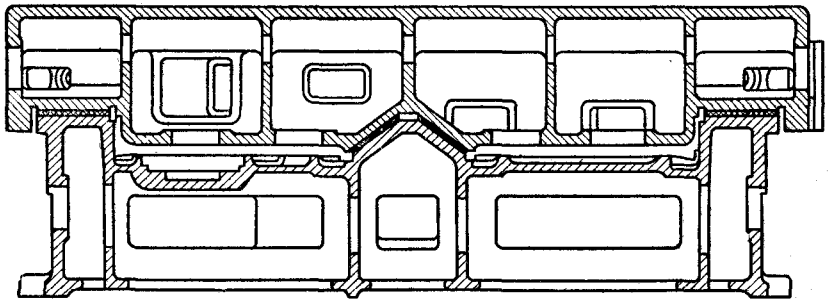


Рис. 74. Направляющие горизонтально-расточного станка

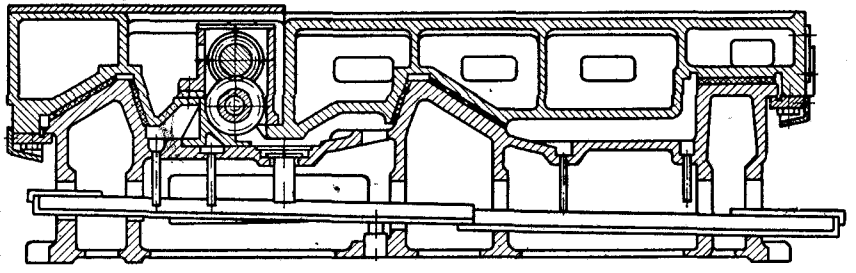


Рис. 75. Направляющие горизонтально-расточного станка мод. 2Б660

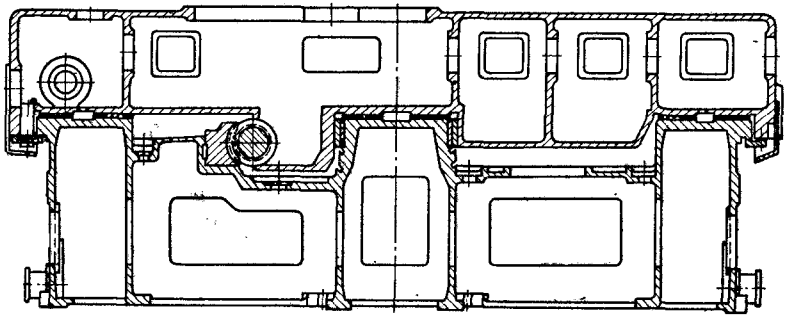


Рис. 76. Направляющие фрезерно-расточного станка мод. НР-3

Их недостаток — сложность в изготовлении. Гораздо проще в изготовлении три плоские направляющие с центрированием по средней прямоугольной направляющей (рис. 76). Однако при обычных направляющих смешанного трения при этой их форме не удается обеспечить высокую точность центрирования из-за неизбежности зазора между вертикальными гранями направляющих; кроме того, отсутствие самокомпенсации износа вызывает необходимость частой подрегулировки.

Исключительно важными проблемами проектирования направляющих тяжелых станков, в частности направляющих узла станина — стойка, является сохранение точности во времени (повышение долговечности), а также обеспечение равномерности движения и точности установочных перемещений.

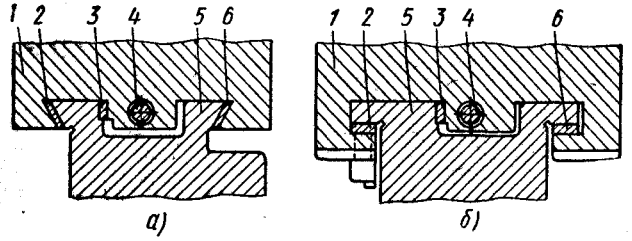


Рис. 77. Направляющие шпиндельной бабки горизонтально-расточных станков:

1 — шпиндельная бабка; *2*, *3* — клинья; *4* — ходовой винт; *5* — стойка; *6* — клин

Эти проблемы частично решаются применением: а) пар трения, хорошо противостоящих схватыванию, которое является основным видом изнашивания направляющих тяжелых станков; к таким парам трения относятся бронза — чугун, текстолит — чугун; б) пар с характеристикой трения, благоприятной в отношении равномерности медленного движения (сплав ЦАМ 10-5 — чугун); в) применением антискачковых масел, например масла ВНИИ НП-401; г) гидроразгрузки или механической разгрузки; д) надежной защиты телескопическими щитами. Однако во многих случаях указанные мероприятия оказываются недостаточными.

Наиболее перспективным является применение гидростатических направляющих, которые не только полностью решают вопросы обеспечения высокой долговечности, равномерности движения и точности установочных перемещений, но также позволяют использовать прямоугольные направляющие (рис. 76). Резкое снижение тягового усилия (на два порядка и более) и высокая жесткость масляных слоев в замкнутых вертикальных гранях направляющих создают условия, гарантирующие практическое отсутствие поворота подвижного узла в горизонтальной плоскости.

Вертикальные направляющие узла стойка — шпиндельная бабка работают, как правило, при действии большого опрокидывающего момента. Точность работы станка существенно зависит от жесткости этих направляющих. На рис. 77 показаны две часто применяемые формы этих направляющих. Трапециевидные направляющие (рис. 77, *а*) сложнее в изготовлении, чем прямоугольные (рис. 77, *б*), которые при тех же габаритах обеспечивают более высокую жесткость. В целях улучшения работы вертикальных направляющих стойки некоторые фирмы применяют устройство для автоматического уравновешивания шпиндельной бабки при выдвижении шпинделя. Это особенно важно, если направляющие выполняются гидростатическими.

Имеется интересный пример применения цилиндрических вертикальных направляющих стойки (фирмы Шарман).

Направляющие стола выполняют в большинстве случаев прямоугольными. В станках со столом (компоновка типа продольно-фрезерного станка) применяют комбинированные направляющие — плоскую и V-образную.

Продольно-строгальные станки

Точность продольно-строгальных и комбинированных строгально-фрезерных станков существенно зависит от точности перемещения стола, осуществляющего главное возвратно-поступательное движение. Точность перемещения стола зависит от качества изготовления направляющих, от упругих и температурных деформаций направляющих и условий смазки.

В продольно-строгальных станках применяют направляющие четырех типов (рис. 78). Окончательная обработка направляющих типов I, III и IV выполняется сравнительно легко, а обработка направляющих типа II (обе направляющие V-образные) более трудоемка. После обработки в направляющих типа II появляются погрешности, вызываемые температурными деформациями, которые существенно сказываются на условиях контактирования.

При работе строгального станка температура стола и станины может быть различной вследствие разных условий нагрева и теплоотвода. У станков с направляющими типов III и IV разница в температуре стола и станины не вызывает каких-либо вредных последствий. У станков с направляющими типа II температурные деформации приводят к тому, что из четырех граней направляющих работают только две или три. При этом, если температура стола выше температуры станины, то стол опирается на станину внешними гранями направляющих. Если температура стола ниже температуры станины, то стол опирается на станину внутренними гранями и его положение менее устойчиво. При этом во время продольного перемещения происходит поворот стола в поперечном направлении до тех пор, пока не возникнет

контакт на третьей грани направляющих. Это снижает точность перемещения стола.

При двух V-образных направляющих значительные изменения в положении стола наступают уже при разнице между его температурой и температурой станины в 2° С. Увеличение разницы

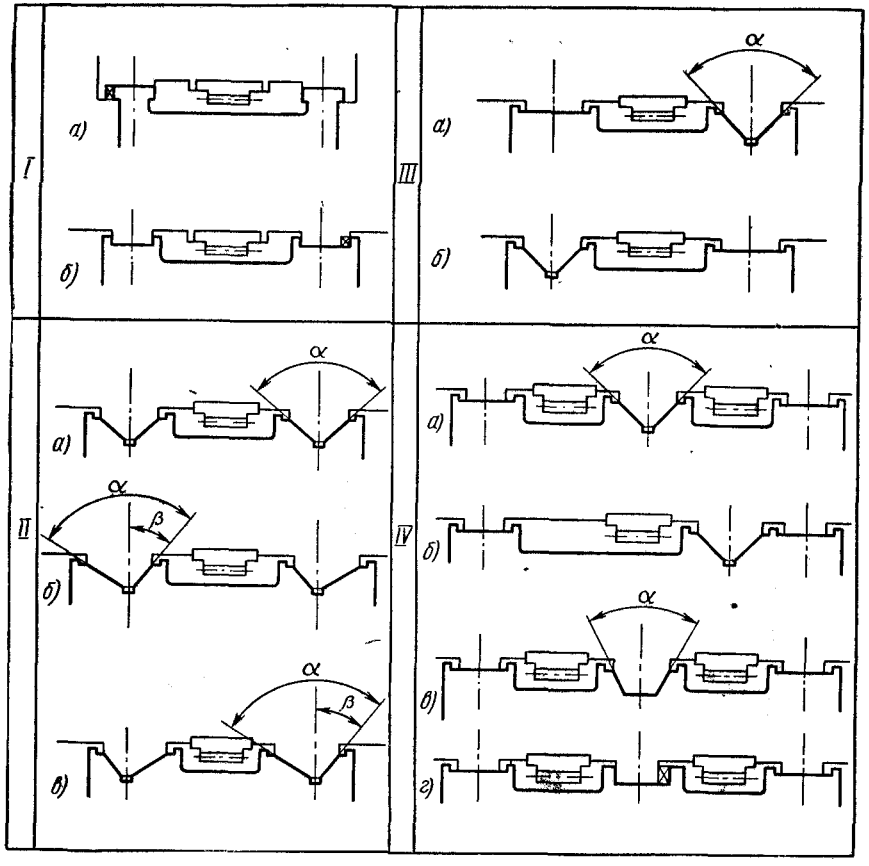


Рис. 78. Форма направляющих продольно-строгальных станков

в температуре до 3—4° С ведет к значительному (в 3—4 раза) снижению угловой (в поперечной плоскости) жесткости стыка между направляющими стола и станины. Жесткость V-образных направляющих в вертикальном направлении зависит от скорости перемещения стола. Она ниже жесткости плоских направляющих.

Недостатком направляющих типа II является большая склонность к «вползанию» по наклонной направляющей, чем у направляющих типа III. С этой точки зрения оптимальной является конструкция по типу I. Однако недостатком таких направляющих является невозможность самокомпенсации износа и, следовательно, необходимость регулирования при помощи планок.

При равной нагрузке теплообразование на V-образных направляющих протекает более интенсивно, чем на плоских направляющих. Это приводит к тому, что у направляющих типа III V-образная направляющая деформируется сильнее, чем плоская, что влечет за собой снижение точности движения стола.

Величина всплывания стола на плоской и V-образной направляющих неодинакова. У станков с направляющими типа III, при

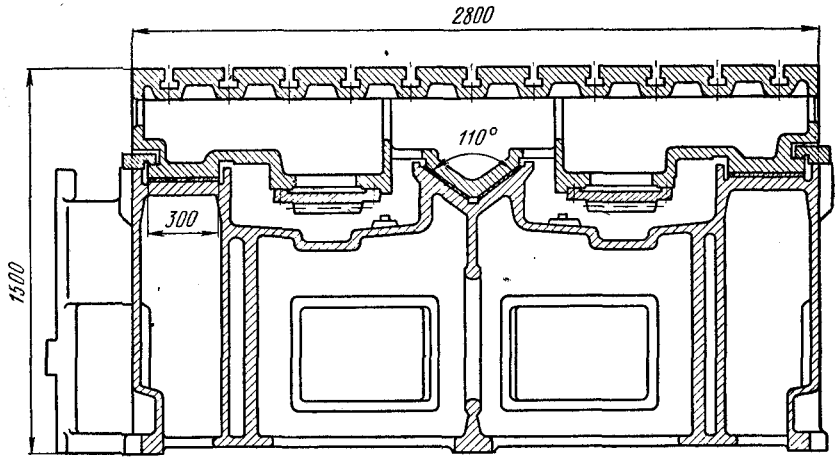


Рис. 79. Направляющие уникального продольно-строгального станка

одинаковой нагрузке на каждую направляющую, сторона стола, которая опирается на V-образную направляющую, поднимается больше, что вызывает погрешность обработки. Для устранения этого необходимо выбирать соотношение ширины плоской и V-образной направляющих из условия одинакового всплывания.

Практика изготовления и эксплуатации отечественных строгальных станков подтвердила целесообразность применения для станков, предназначенных для изготовления изделий шириной до 2500 *мм*, направляющих типа III. Для более крупных станков оптимальными являются направляющие типа IVа (рис. 79).

Для предотвращения опрокидывания стола вокруг продольной оси при обработке вертикальных плоскостей необходимы планки, которые можно прикреплять к столу или к станине. В связи с необходимостью обильной смазки направляющих бурты на станине, образующие масляную ванну (рис. 79), должны иметь достаточную высоту, с тем чтобы масло не переливалось.

Некоторые фирмы применяют в продольно-строгальных станках две V-образные направляющие усовершенствованной конструкции (рис. 80) по патенту фирмы Вальдрих (патент № 1035662);

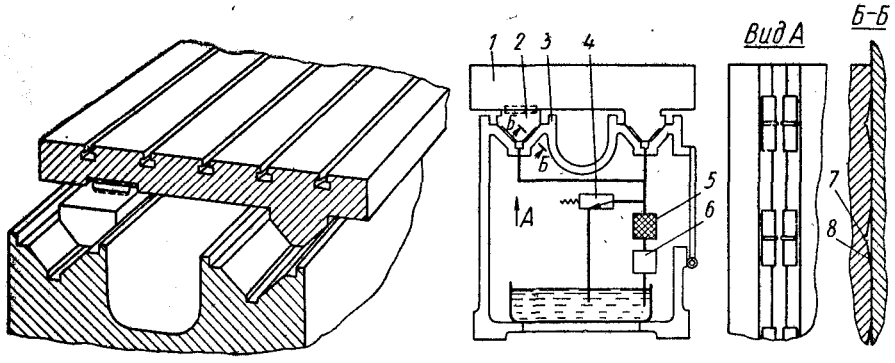


Рис. 80. Направляющие продольно-строгального станка фирмы Вальдрих:

1 — стол; *2* — плавающая V-образная направляющая; *3* — станина; *4* — переливной клапан; *5* — фильтр; *6* — насос; *7* — поперечные смазочные канавки; *8* — гидродинамические клинообразующие скосы

одна направляющая стола выполнена плавающей, что устраняет вредное влияние температурных деформаций. Вместе с тем в конструкции обеспечивается симметрия, т. е. одинаковые силы трения, нагрев и всплывание на обеих направляющих.

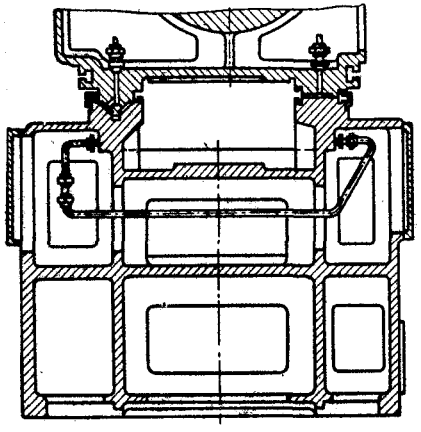


Рис. 81. Направляющие внутришлифовального станка с планетарным вращением шпинделя

Шлифовальные станки

В шлифовальных станках основными являются направляющие: 1) стола, перемещающегося по станине с относительно большими скоростями (до 10 *м/мин* в круглошлифовальных станках и до 40 *м/мин* в плоскошлифовальных станках); 2) шлифовальной бабки, перемещающейся с весьма малыми скоростями.

В кругло-, внутри- и плоскошлифовальных станках в большинстве случаев применяют направляющие скольжения смешанного трения. Форма направляющих, как правило, комбинированная: плоская и V-образная (см., например, рис. 81). Исключением являются тяжелые вальцешлифовальные станки, у которых

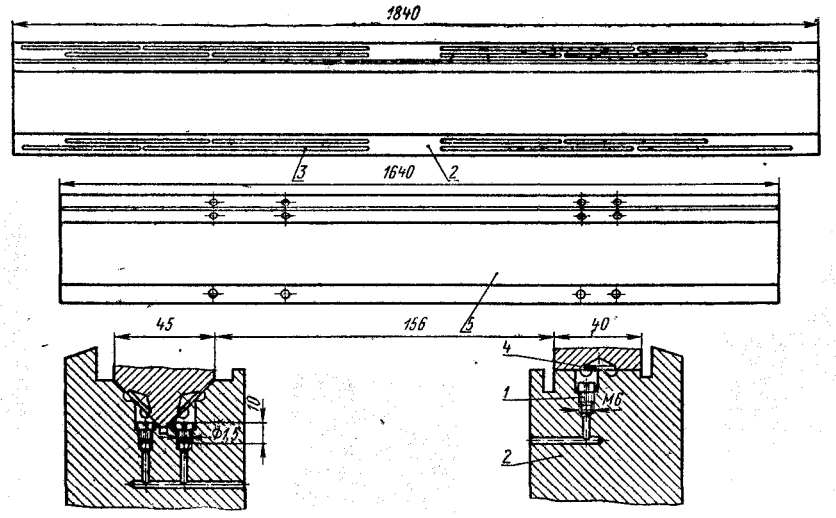


Рис. 82. Гидростатические направляющие стола круглошлифовального станка фирмы Жандрон

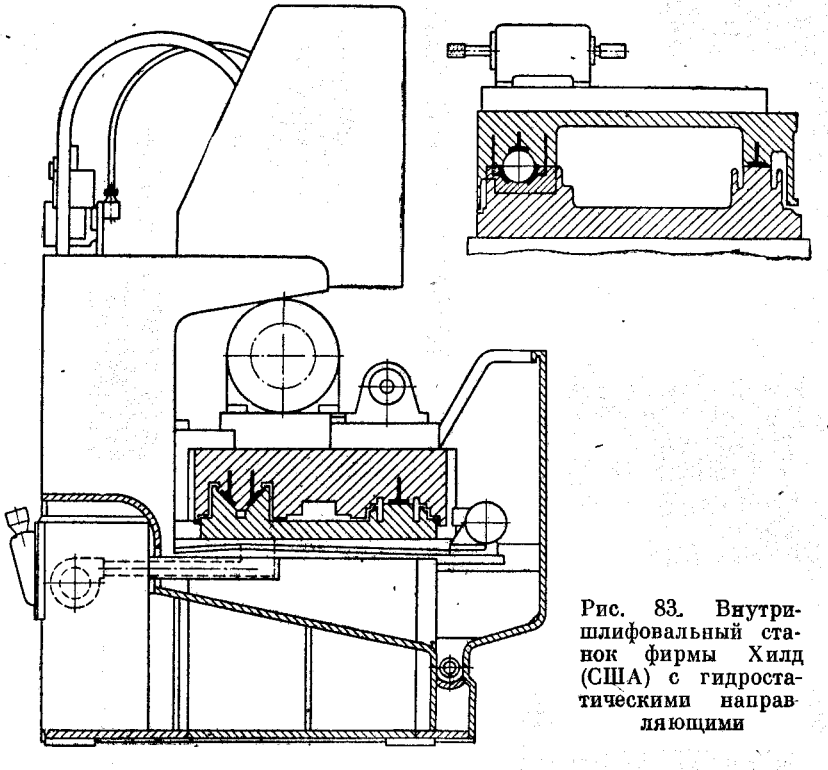


Рис. 83. Внутришлифовальный станок фирмы Хилд (США) с гидростатическими направляющими

направляющие станины имеют одну треугольную охватываемую направляющую и вторую плоскую. Такие направляющие обеспечивают хорошее смывание загрязнения с направляющих станины. Сбор большого количества масла обеспечивается наличием высоких буртов на станине.

В шлифовальных станках все большее применение находят

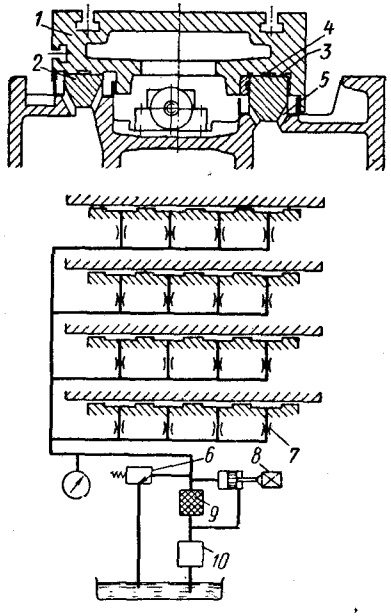


Рис. 84. Гидростатические направляющие внутришлифовального станка фирмы Вотан:

1 — стол; *2* — станина; *3* — направляющие; *4* — карманы (четыре по длине стола); *5* — сливные отверстия; *6* — сливной клапан; *7* — дроссель; *8* — реле давления; *9* — фильтр; *10* — насос

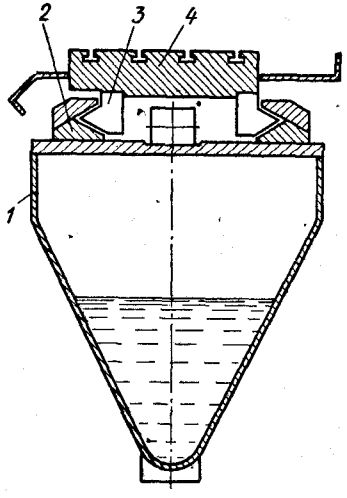


Рис. 85. Гидростатические направляющие стола плоскошлифовального станка фирмы Сноу (Англия)

гидростатические направляющие (а также направляющие качения, см. раздел III), что во многих случаях приводит к изменению традиционной формы, компоновки и конструкции направляющих.

В круглошлифовальных станках фирмы Жандрон (Франция), в которых гидростатические направляющие применяются уже давно, сохранена их традиционная форма — V-образная и плоская (рис. 82). Смазка подводится под давлением через дроссели *1*, установленные на направляющих *2* станины и далее разводится по системе канавок *3* на станине и специальных углублений *4* на столе *5*.

Во внутришлифовальных станках фирмы Хилд (США) гидростатические направляющие продольного движения остались прежней формы (V-образная и плоская), а поперечного движения выполнены в виде цилиндрической и плоской (рис. 83), что обеспечивает повышенную жесткость основной (цилиндрической) направляющей, являющейся замкнутой.

Во внутришлифовальных станках новых моделей фирмы Вотан применены гидростатические направляющие прямоугольной формы (рис. 84) вместо комбинированных (плоская, V-образная) в станках старых моделей, имевших направляющие смешанного трения. Это объясняется стремлением облегчить достижение высокой геометрической точности направляющих и повысить жесткость от действия поперечных горизонтальных сил.

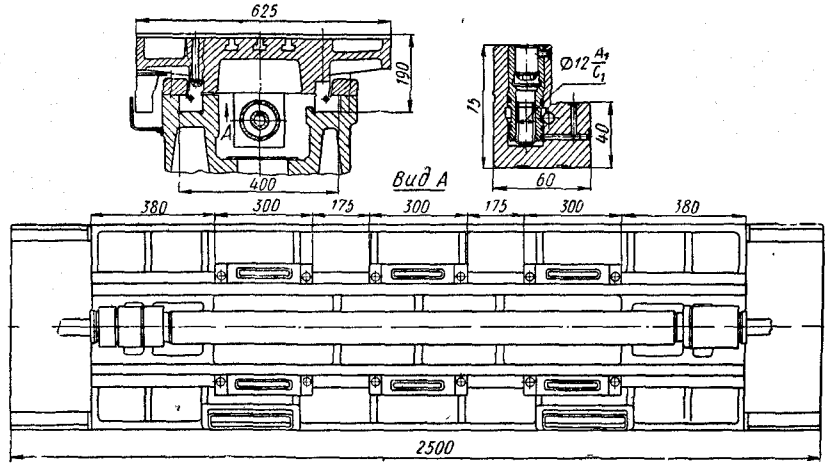


Рис. 86. Стол плоскошлифовального станка с типовыми гидростатическими опорами

В плоскошлифовальных станках фирмы Сноу (Англия) применены гидростатические направляющие оригинальной конструкции (рис. 85). На сварной станине *1* имеются две охватывающие направляющие *2* V-образной формы, расположенные горизонтально. На сварном столе *4* укреплены чугунные гидростатические опоры *3*, в которые через дроссели подается масло под давлением из рабочего цилиндра.

Перспективна конструкция гидростатических направляющих прямоугольной формы с типовыми опорами со встроенными дросселями (рис. 86).

УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЗАЩИТЫ НАПРАВЛЯЮЩИХ [1]

При загрязнении направляющих отходами обработки скорость изнашивания возрастает в десятки раз, резко увеличивается возможность образования задиров. Защита направляющих от

[1] Раздел написан совместно с В. С. Телингатером.

загрязнения — важнейшее средство повышения их долговечности. Защитные устройства резко уменьшают количество загрязняющих элементов, попадающих на направляющие и далее в область трения; предохраняют направляющие от случайных повреждений; препятствуют смыванию смазки охлаждающей жидкостью. Без защитных устройств невозможно обеспечить надежную работу гидростатической системы смазки, нельзя в большинстве случаев использовать высокоэффективные антискачковые масла (см. гл. VI). Наличие совершенных защитных устройств позволяет использовать оптимальные по условиям смазки конструктивные формы направляющих.

Выбор метода защиты направляющих определяет конструкцию ряда узлов станка, он должен производиться в процессе разработки эскизного проекта. В станках многих типов защите направляющих не уделяется еще должного внимания.

Существуют следующие типы устройств для защиты направляющих:

1. Защитные уплотнения — устройства, удаляющие загрязняющие элементы, попавшие на направляющие; предотвращают также вытекание масла. Остальные защитные устройства предохраняют направляющие от попадания загрязняющих элементов.

2. Продольные щитки — жесткие, узкие металлические планки или кожухи; могут быть прикреплены как к подвижному, так и к неподвижному узлу; каждый щиток защищает обычно одну направляющую.

3. Щиты — жесткие, металлические кожухи, прикрепляемые к торцам стола.

Ширина щитов обычно равна или несколько больше ширины стола.

4. Телескопические щитки — набор коробчатых элементов незамкнутого профиля, вставленных последовательно один в другой.

5. Гармоникообразные меха — устройства с упругим складчатым элементом, который сжимается или растягивается при перемещении узла.

6. Защитные устройства с лентами (металлическими, резиновыми и др.), которые натягиваются над направляющими. К этому типу относятся гусеничные устройства, в которых вместо лент использована цепь сочлененных элементов.

Требования к защитным устройствам: 1) изоляция направляющих от загрязняющих элементов; 2) удобство съема для осмотра и очистки направляющих; 3) стойкость против воздействия горячей стружки, охлаждающей жидкости и т. п.; 4) прочность и жесткость — отсутствие повреждений при случайных ударах, а также при необходимости хождения рабочего по защитному устройству; 5) хороший внешний вид.

Защитные уплотнения

Уплотнения работают в сочетании с другими защитными устройствами и самостоятельно (при незначительном загрязнении направляющих). По материалу рабочего элемента защитные уплотнения можно классифицировать как: металлические скребковые (скребки); войлочные (фетровые); полимерные и комбинированные.

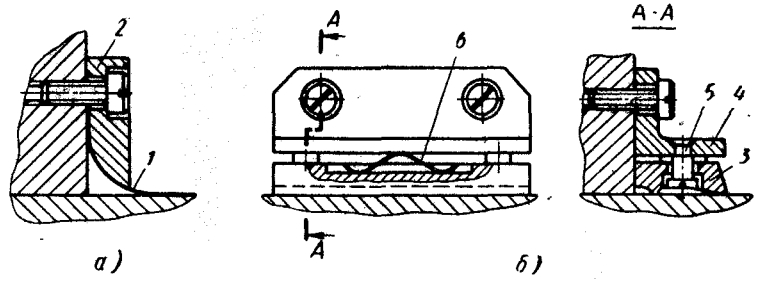


Рис. 87. Металлические скребки:

а — из пружинной ленты; *б* — с двумя уплотняющими кромками (станкозавода им. Свердлова); *1* — пружинная лента; *2* — шаблон; *3* — скребок (из бронзы Бр. АЖ-4); *4* — уголок; *5* — штырь; *6* — пружина

Металлические скребки (рис. 87) прижимаются к направляющей в результате собственной упругости (пружинные пластины из бронзы, закаленной стали и др.) или под действием упругого элемента. Даже при весьма точной пригонке рабочей поверхности к направляющей металлические скребки удаляют лишь относительно крупные частицы отходов обработки; мелкие частицы попадают в область трения. Это относится также и к лучшим конструкциям скребков (рис. 87, *б*). Металлические скребки целесообразны главным образом в комбинации с неметаллическими уплотнениями для предохранения последних от повреждения крупной горячей стружкой, например для консольно-фрезерных станков.

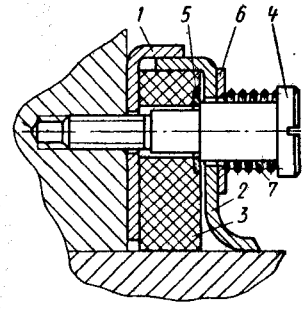


Рис. 88. Войлочное уплотнение со скребком:

1 — пластина; *2* — скребок (из бронзы Бр. АМц 9-2); *3* — войлочное уплотнение; *4* — винт; *5, 6* — шайбы; *7* — пружина

Новые войлочные уплотнения (рис. 88) удовлетворительно удаляют загрязняющие элементы с направляющих, однако быстро шаржируются и эффективность их резко падает. При установке уплотнений без прижима пружиной значительно снижается их очищающая способность. Положительным свойством незагрязненных

войлочных уплотнений является смазывающая способность. Масло заполняет до 80% объема уплотнения, поэтому смазка обеспечивается и после продолжительной стоянки узла. Возможность применения войлочных уплотнений (не в комбинации с другими уплотнениями) ограничена — для направляющих, работающих с чистой смазкой, например для вертикальных направляющих координатно-расточных станков (войлок технический тонкошерстный, ГОСТ 288—61), для редко перемещаемых узлов, направляющие которых смазывают вручную.

Полимерные (резиновые и пластмассовые) уплотнения значительно лучше очищают направляющие от загрязнения, чем металлические или войлочные. Резиновые уплотнения упруги и износостойки, они не шаржируются загрязняющими элементами. Такие уплотнения изготовляют из нитрильной, неопреновой и полиуретановой резины (вулколлана, рис. 89). Полиуретановая резина при абразивном изнашивании прочна и износостойка, однако указанные свойства ее ухудшаются в масляной среде, особенно при повышенной температуре. Уплотнения из полиамидов (капрона) недостаточно эластичны и хуже, чем резиновые, очищают поверхности трения.

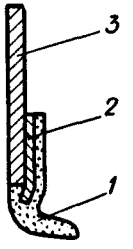


Рис. 89. Уплотнение из полиуретановой резины:

1 — упругий элемент (полиуретановая резина); *2* — элемент жесткости *3* — крепежная пластина

Требования к защитным уплотнениям: 1) высокая эластичность уплотняющей кромки, обеспечивающая плотное прилегание к поверхности трения. Применительно к резиновым уплотнениям: эластичность по отскоку (по Шобу) порядка 25% (желательно выше); твердость по Шору (ТМ-2) — средняя, порядка 60—70; 2) минимальное повреждение направляющих материалом уплотнения либо (при его шаржировании) абразивом, отсутствие коррозии; 3) высокая долговечность: износостойкость при абразивном изнашивании; отсутствие намазывания или интенсивного истирания посредством скатывания при непродолжительной работе без смазки в паре с чугуном (сталью); сопротивляемость воздействию острой и горячей стружки; стойкость в рабочих средах; отсутствие старения в течение не менее 5 лет; 4) малый коэффициент трения при работе в паре с чугуном (сталью); 5) постоянство силы прижима уплотнения к направляющим; 6) легкосъемность; 7) способность удерживать смазку.

При определении целесообразности установки защитных уплотнений и выборе их вида необходимо учитывать следующие конструктивные особенности и условия работы станка:

1. Интенсивность загрязнения направляющих отходами обработки. При отсутствии существенного загрязнения направляющих и обильной смазке, смывающей отходы обработки, в уплотнениях

нет особой необходимости. При попадании на направляющие мелких отходов обработки необходимы хорошо очищающие поверхность эластичные резиновые уплотнения или комбинированные (из резины и войлока). Для крупной стружки, обычно медленно остывающей, целесообразны дополнительно металлические скребки.

2. Метод и интенсивность смазки, а также расположение мест подвода масла. При циркуляционной смазке благодаря смыванию отходов обработки с направляющих надобность в уплотнениях, особенно при наличии других защитных устройств, во многих случаях отпадает. При проточной, обычно бедной, смазке уплотнения особенно необходимы. При подводе масла в область трения уплотнения способствуют удержанию смазки. При ручной смазке поливанием либо при подводе смазки через отверстия на открываемых при движении стола участках направляющих станины установка резиновых уплотнений, сбрасывающих масло, нецелесообразна.

3. Расположение направляющих относительно горизонтальной плоскости. Назначением уплотнений, устанавливаемых на вертикальных направляющих, является уплотнение стыка от вытекания масла.

4. Материал пары трения в направляющих. Для пары трения чугун по чугуну установка только резиновых уплотнений недостаточна. Резина, хорошо очищая направляющие от загрязнения, сбрасывает масло; при очень бедной смазке или перерыве в подводе масла могут возникнуть задиры. В этих случаях необходимы комбинированные (резина и войлок) уплотнения. Для пар трения, имеющих высокую сопротивляемость образованию задиров, могут применяться только резиновые уплотнения; однако и в этом случае комбинированные уплотнения предпочтительнее.

5. Выход уплотнения за пределы направляющих, по которым оно скользит; при этом к защитным уплотнениям предъявляются более высокие требования по износостойкости. В этих случаях, особенно при повышенной скорости скольжения (более 3 *м/мин*), предлагаемые ниже резиновые (также комбинированные) уплотнения непригодны.

Уплотнения с тонкой уплотняющей кромкой наиболее эффективны. Одна из рекомендуемых конструкций показана на рис. 90, *а*. Уплотнение устанавливают в стальную обойму *2*; уплотняющая кромка для предотвращения ее выворачивания не должна выступать из обоймы более чем на 3—4 *мм* (размер *h*). «Задний» угол 5—10°. Уплотняющая кромка должна быть тщательно изготовлена. Заплечики на обойме *2* и соответствующие выступы на корпусе *4* предназначены для удержания уплотнения от выпадания при снятии узла. Сила прижима резинового уплотнения к направляющей порядка 0,3 *кГ* на 1 *см* длины уплотнения.

Для резиновых уплотнений на основании проведенных ЭНИМСом испытаний, исходя из указанных выше требований, предлагаются

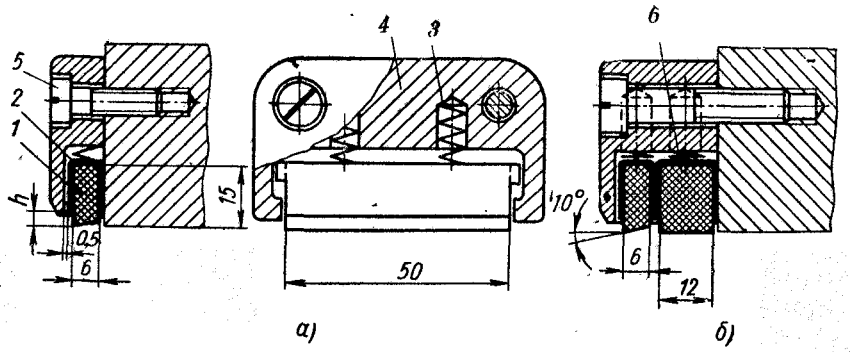


Рис. 90. Уплотнение из резины (*а*) и комбинированное (*б*):

1 — резиновое уплотнение; *2* — обойма (сталь); *3* — пружина; *4* — корпус (из цинкового сплава, капрона); *5* — винт; *6* — уплотнение из тонкошерстного войлока

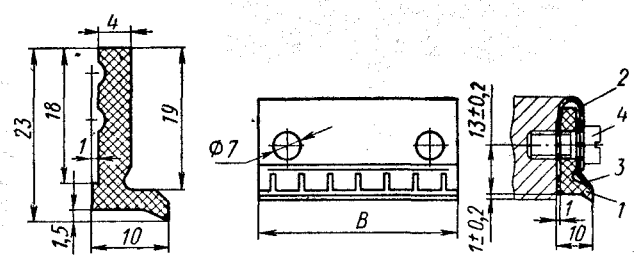


Рис. 91. Резиновое уплотнение:

1 — резина; *2* — обойма (алюминий); *3* — пружина (лента стальная пружинная, термически обработанная, ГОСТ 2614—65); *4* — винт

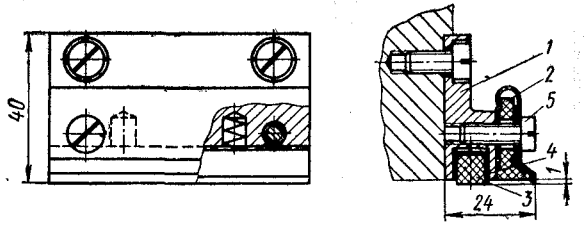


Рис. 92. Комбинированное уплотнение:

1 — корпус; *2* — резиновое уплотнение (см. рис. 91); *3* — уплотнение из войлока технического тонкошерстного; *4* — обойма (стальная); *5* — винт

следующие марки резины из бутадиен-нитрильных каучуков: ИРП-1385 (СКН-26М), ИРП-1124 (СКБ-26), ИРП-1226 (СКН-40М, СКН-26М). Комбинированные уплотнения (рис. 90, *б*) из резины

(внешняя часть) и тонкошерстного войлока (ГОСТ 288—61) являются оптимальными для направляющих станков большинства типов, так как наряду с хорошей очищающей способностью (благодаря резине) предотвращают задиры при недостаточной смазке. Ширина уплотнения из войлока примерно вдвое больше, чем из резины. Давление, создаваемое войлочным уплотнением, 0,4—0,6 *кГ/см²*.

Конструкция уплотнения, рассчитанная на централизованное производство, приведена на рис. 91. Уплотнение целесообразно изготовлять в виде полос длиной порядка 500 *мм*, разрезаемых в соответствии с шириной направляющих *B*. Установка этих уплотнений в комбинации с войлочными показана на рис. 92.

Продольные щитки

Щитки, установленные на подвижном узле, защищают наиболее загрязняемые части направляющих. Предпочтительны прочные чугунные щитки (рис. 93). Под щитком необходимо уплотнение.

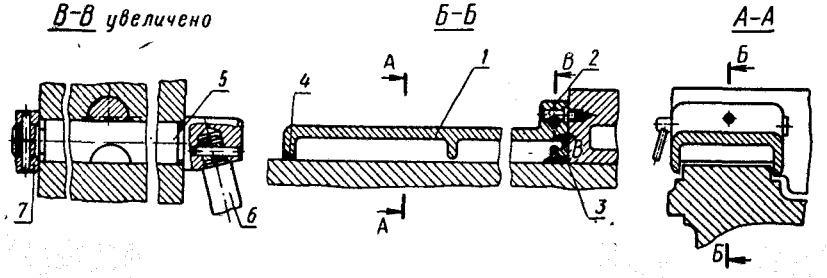


Рис. 93. Продольный подвижной щиток:

1 — корпус; *2* — палец; *3* — защитное уплотнение (комбинированное); *4* — опорная планка; *5* — валик; *6* — рукоятка; *7* — кольцо

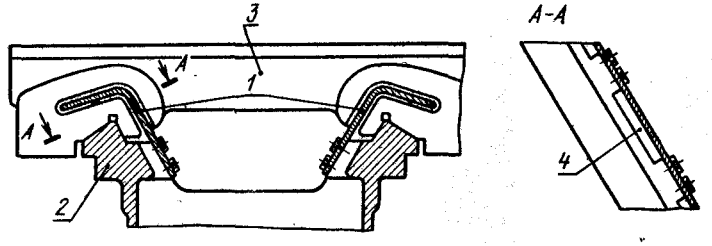


Рис. 94. Продольный неподвижный щиток (патент США № 2322972):

1 — щиток; *2* — станина; *3* — салазки; *4* — паз для отвода загрязнения

Использование неподвижных щитков (рис. 94) требует изготовления пазов в подвижном узле. Защищая направляющие на всей длине, неподвижные щитки не выходят за габариты станка.

Лучшим уплотнением стыка щитка с узлом является лабиринтное уплотнение (рис. 95). Основная область применения продольных щитков: токарные, револьверные, горизонтально-расточные и шлифовальные станки.

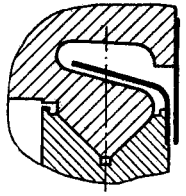


Рис. 95. Лабиринтное уплотнение продольного щитка

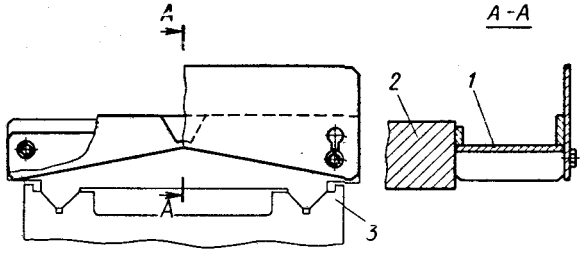


Рис. 96. Щит для продольно-обрабатывающих станков:

1 — щит; *2* — стол; *3* — станина

Щиты изготовляют сварными или литыми. По наклонным поверхностям щита (рис. 96) отводится стружка. Щиты следует устанавливать на продольно-обрабатывающих станках.

Телескопические щитки

Телескопические щитки с уплотнениями, расположенными между отдельными щитками, надежно предохраняют направляющие от попадания отходов обработки, охлаждающей жидкости и от случайных повреждений. По щиткам средних и тяжелых станков можно ходить.

Телескопические щитки следует изготовлять из холоднокатанной полированной (с одной стороны) листовой стали. Неплоскостность листа не должна превышать 0,5 *мм* на 1 *м* длины. Такие требования к листам объясняются необходимостью уплотнения стыков между щитками. Толщина листов от 1,5 (для малых станков) до 2—2,5 *мм* (для средних и тяжелых станков), в отдельных случаях до 3—4 *мм*. Геометрический расчет телескопических щитков дан в работе [10].

На рис. 97 показаны щитки для охватываемых направляющих станины. Набор телескопических щитков состоит из двух крайних щитков, прикрепляемых к подвижному и неподвижному узлам, и некоторого количества примежуточных щитков. Крайние щитки не имеют ребер жесткости. Количество промежуточных щитков зависит от хода подвижного узла; оно может достигать нескольких десятков. Отношение ширины каждого щитка к его длине в ряде случаев доходит до 20. Это требует тщательного центрирования каждого промежуточного щитка относительно направляющих и точной подгонки к соседним щиткам. В противном случае возникают значительные перекосы и щитки могут быть деформированы.

При ширине набора до 1300 *мм* каждый промежуточный щиток центрируют в задней части при помощи бронзовых или пластмассовых сухарей *5*, опирающихся на направляющую (см. рис. 97) или

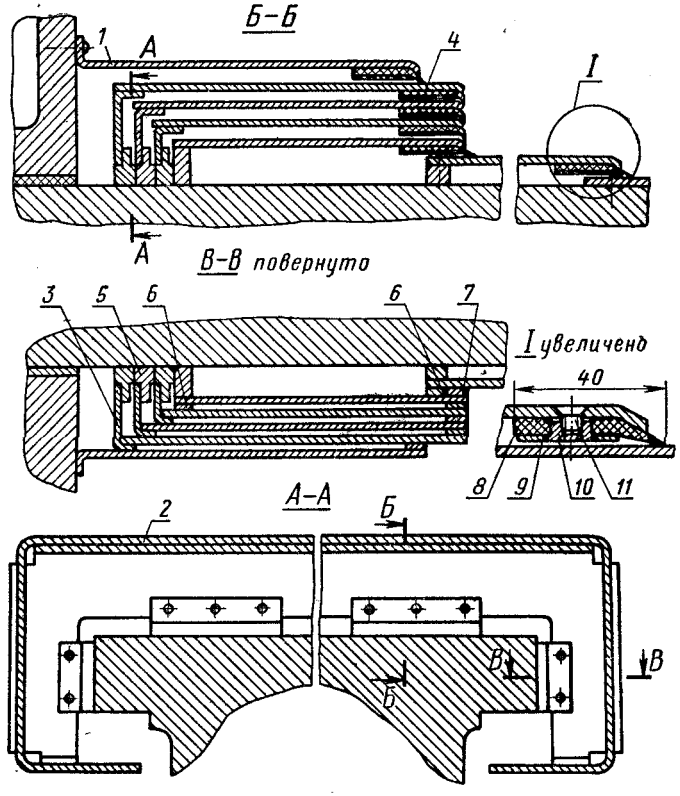


Рис. 97. Телескопические щитки:

1 — крайний щиток; *2* — основная часть щитка; *3* — ребро жесткости; *4* — уплотнение; *5* — опорный сухарь; *6* — упорная планка; *7* — компенсационная планка; *8* — уплотняющий элемент; *9* — прижимная планка; *10* — гайка; *11* — винт

на планку станины. При использовании щитков шириной более 1300 *мм* вместо сухарей *5* устанавливают ролики. В особо тяжелых щитках ролики располагают и в передней части рядом с уплотнением. В передней части щитки подгоняют один к другому по боковым сторонам с помощью планок *7*. Зазор между планками *7* и боковыми сторонами щитка не должен превышать 0,4—0,6 *мм*. При раздвижении набора планка *7* сцепляется с упорной планкой *6* или с отгибом ребра жесткости *3*. Для предотвращения

разворота щитков (особенно легких) в вертикальной плоскости необходимо, чтобы тянущее или толкающее усилие от одного щитка к другому было приложено близко к опорной плоскости.

Телескопические щитки, близко расположенные к зоне обработки, а также щитки с отношением ширины к длине 4—20 рекомендуется оснащать рычажными механизмами для принудительного перемещения щитков, вследствие чего предотвращаются перекосы отдельных щитков. Такой механизм (патент ФРГ № 957710) (рис. 98) состоит из двух секций, каждая из которых образована стальными шарнирными планками *1*. Последние соединены с осями *2* и *3*, причем оси *2*, расположенные посредине каждой секции, прикрепляют к каждому щитку. Секции соединены концевыми планками *4*. Рычажный механизм в сложенном виде не выходит за габариты сжатого набора. При раздвижении телескопических щитков, оснащенных этими механизмами, положение каждого отдельного щитка выравнивается относительно остальных щитков.

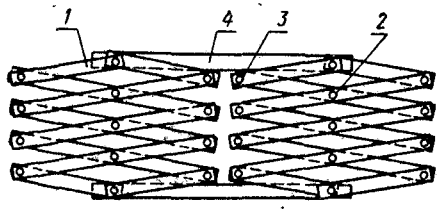


Рис. 98. Рычажный механизм для принудительного перемещения щитков

Жесткость каждого щитка обеспечивается ребром *3* (см. рис. 97), связывающим горизонтальную и боковые стенки основной части *2*. Передняя часть щитка ужесточена за счет отгиба передней кромки основной части, а также компенсационных планок *7*. Радиус изгиба между боковыми стенками и горизонтальной стенкой основной части щитка должен быть минимальным. При большой ширине щитков с внутренней стороны к горизонтальной стенке крепят дополнительные ребра жесткости. Герметичность телескопических щитков обеспечивается уплотнениями, прикрепленными к передней кромке; лабиринтом, образуемым планками *6* и *7*, а также за счет отгиба нижней части боковой стенки. Упругий элемент *8* уплотнения может быть изготовлен из полиуретановой резины (вулколлана), маслобензостойкой нитрильной резины и т. п. Вулколлановый элемент, отличающийся высокой износостойкостью, жестко крепится к щитку. Элемент *8* из маслобензостойкой резины крепят при помощи планки *9*, гайки *10* и винта *11*. В связи с износом предпочтительно съемное уплотнение. В особых случаях телескопические щитки могут быть сделаны герметичными путем создания небольшого избыточного давления воздуха внутри набора (патент США № 3148003).

При защите вертикальных и наклонных направляющих самый большой щиток должен находиться в верхней части набора, чтобы в местах стыков щитков не скапливались загрязняющие элементы.

Телескопическими щитками оснащают в основном средние и тяжелые станки: горизонтально-расточные, продольно - фрезерные, токарные, шлифовальные, бесконсольно-фрезерные и т. д.

Гармоникообразные меха

Гармоникообразные меха выполняют с сечением в виде замкнутого или незамкнутого контура (табл. 27) [129]. Формованные и сшитые (или склеенные) меха более долговечны, но при сжатии занимают больше места и дороже в изготовлении, чем складчатые. Гармоникообразный мех с сечением в виде незамкнутого контура показан на рис. 99. Пластины *3* и *4* меха присоединяют соответственно к подвижному и неподвижному узлам станка. Длинные меха составляют из отдельных секций.

Основной характеристикой мехов является отношение длины растянутого устройства к сжатому. Эта величина зависит от способа изготовления меха (табл. 27) [129], а также от упругости материала меха. В зависимости от величины

Таблица 27

Характеристики гармоникообразных мехов

Тип меха (по способу изготовления)	Материал	Изменение формы в работе. Отношение длин растянутого и сжатого меха	Преимущества	Недостатки
Формованные	Резина Термопластические материалы Кожа	Изменение размеров наружных и внутренних поверхностей; 3 : 4 (в отдельных случаях до 10)	Могут быть коническими (предпочтительны при наклонном движении)	Степень сжатия ограничена, неприменимы при повышенной влажности (кожаные)
Сделанные из отдельных элементов: сшитые сшитые и склеенные сваренные и склеенные	Кожа, асбестовые ткани Кожа, синтетические резины, эластомеры Синтетические резины и эластомеры	Деформация складки; 10 : 12	Наиболее дешевый способ изготовления мехов больших размеров	Не всегда применимы при наклонном движении
Складчатые (форма секции в основном прямоугольная, треугольная, многоугольная и т. п.)	Хлопчатобумажная ткань Терилен, пропитанный полиуретановой резиной Синтетическая армированная прессшпаном пленка на основе полиамида С-6	Изменение размеров внутренних поверхностей при неизменных наружных; до 20	Простота изготовления мехов конической формы	Отсутствие жесткости, ограничена форма сечения (прямоугольная или правильная многоугольная)

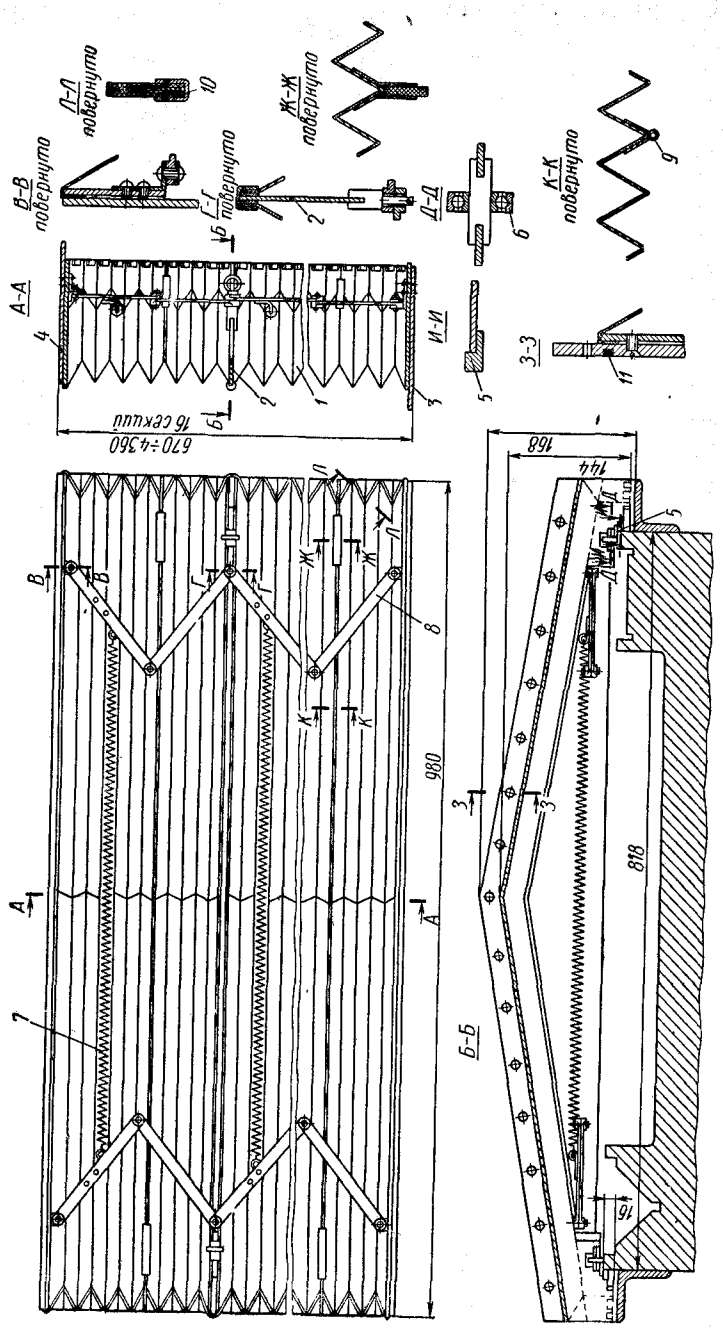


Рис. 99. Гармоникообразный мех для продольно-шлифовального станка:

1 — упругая часть; *2* — элемент жесткости; *3*, *4* — крепежные пластины; *5* — центрирующий сухарь; *6* — опорный элемент (шарикоподшипник); *7*, *8* — пружинно-рычажный механизм (патент ФРГ № 949139); *9* — каркасный элемент; *10* — латунная планка; *11* — уплотнение

растяжения и материала меха выбирают глубину и количество складок.

Важнейшее требование к гармоникообразным мехам — обеспечение долговечности, т. е. повышение стойкости к воздействию острой и горячей стружки и смазочно-охлаждающей жидкости. Частично это обеспечивается изготовлением мехов с наклонными поверхностями, по которым отводится часть отходов обработки. Более эффективно изготовление гармоникообразных мехов из терилена, неопрена, найритовых латексов, облицовка полимерами. Кожаные меха (хромового дубления) весьма долговечны. Они хорошо сохраняют форму, могут выдерживать кратковременный нагрев. Однако из-за сравнительно высокой стоимости и нетехнологичности их применение ограничено (шлифовальные, заточные станки). Меха из дерматина отличаются малой долговечностью. Долговечность гармоникообразных мехов определяется прочностью мест перегибов или швов. Поэтому элементы меха сшивают высокопрочной нейлоновой нитью и проклеивают в местах стыков. В мехах, изготовленных формованием, места перегибов выполняют утолщенными с последующей вулканизацией. Долговечность меха зависит от равномерности растяжения и сжатия меха по всей длине, т. е. от равномерности распределения нагрузки на каждую секцию меха. Меха, соединенные с быстро перемещающимися узлами станка, рекомендуется оснащать пружинно-рычажными механизмами (см. рис. 99). Каждая секция такого механизма состоит из шарнирных планок, стянутых пружиной. Планки шарнирно соединены с элементами жесткости *2* меха. Секции этого механизма устанавливают между элементами жесткости по всей длине меха. Благодаря пружинно рычажному механизму складки, близко расположенные к торцу подвижного узла, не могут быть полностью растянуты, пока не начнут раздвигаться последующие складки, так как силы пружин уменьшаются по мере удаления от торца подвижного узла. Пружинно-рычажный механизм предохраняет промежуточные элементы жесткости меха от наклона и предотвращает выпучивание меха. Для той же цели изнутри к меху следует прикреплять проволочные каркасные элементы *9*, выгнутые по профилю меха и охватывающие направляющую. К мехам изнутри к каждой складке следует пришивать ленту, когда необходимо предохранить складки от чрезмерного разгибания.

Жесткость меха отчасти обеспечивается многослойной упругой частью, но в основном стальными или пластмассовыми элементами *2*, расставленными через шесть-восемь складок упругой части *1*. Элементы *2*, к которым прикрепляют опорные элементы *6*, предохраняют упругую часть от провисания.

При высоких скоростях движения мехов с сечением в виде замкнутого контура внутри мехов образуется разряжение, в результате чего складки прогибаются и мех быстро выходит из

строя. Поэтому внутренние полости мехов, расположенных по обе стороны от подвижного узла, следует соединять между собой каналами. Кроме того, эти полости надо связывать с дополнительным компенсирующим мехом, предназначенным для выравнивания объемов мехов [1].

Центрирование мехов (рис. 99) обеспечивается бронзовыми или пластмассовыми сухарями *5* (или роликами), прикрепленными к элементу жесткости. Эти сухари, или ролики, опираются на направляющую или на бортики станины. В мехах с сечением в виде замкнутого контура для центрирования используют стальные или пластмассовые втулки или кольца.

Гармоникообразные меха рекомендуются главным образом в случаях, когда на них не попадает значительное количество охлаждающей жидкости, а также острой и горячей стружки, т. е. для защиты направляющих станин шлифовальных, копировально-фрезерных, заточных, зубообрабатывающих и других станков. Благодаря хорошей сжимаемости меха незаменимы в ограниченных пространствах. Поэтому такими мехами защищают также направляющие стоек и поперечины портальных станков. Меха с сечением в виде замкнутого контура используют для защиты цилиндрических направляющих, ходовых винтов, штоков цилиндров и т. п.

Защитные устройства с лентами

Такие устройства могут быть выполнены в следующих видах:

1) короткие ленты, прикрепленные к торцам подвижного узла; используются при небольшом ходе узлов;

2) лента, закрепленная у торцов станины и проходящая внутри стола; натягивают ленту при помощи храпового механизма либо пружины (рис. 100, *а*);

3) лента, закрепленная у торцов стола (рис. 100, *б*); огибает ролики, расположенные у торцов станины, и проходит внутри станины или под ней. Натяжное устройство (винтовое, пружинное или с храповиком) располагается либо у одного из торцов стола, либо встраивается в конструкцию ролика, либо находится под станиной;

4) две ленты (рис. 100, *в*), каждая из которых одним концом прикреплена к подвижному узлу, огибают ролики и опускаются в колодцы под действием грузов;

5) две ленты (рис. 100, *г*), каждая из которых прикреплена одним концом к подвижному узлу, другие концы лент намотаны на барабаны, расположенные у торцов станины. Перед каждым барабаном находится уплотнение, очищающее ленту и предотвращающее частично перенос грязи с наружной стороны ленты на внутреннюю и затем на направляющие. Такое устройство менее эффективно, чем указанные выше;

6) две ленты (рис. 100, *д*), каждая из которых одним концом прикреплена к подвижному узлу, другим концом — к внешней дополнительной опоре (при коротких ходах) или к станине (при длинных ходах).

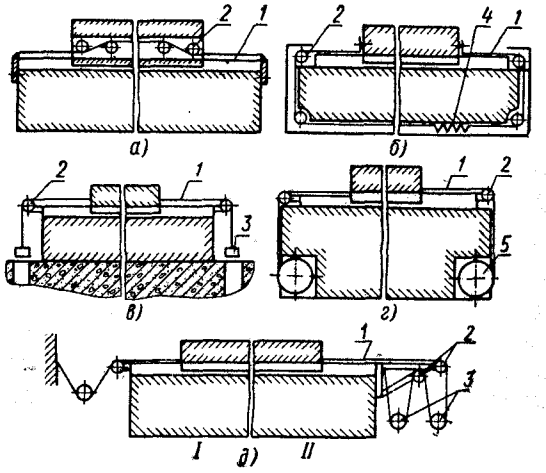


Рис. 100. Схемы защитных устройств с лентой:

1 — лента; *2* — ролик; *3* — груз; *4* — пружинное натяжное устройство; *5* — барабан

При небольшом загрязнении, работе без смазочно-охлаждающей жидкости, отсутствии раскаленной стружки можно применять ленты, изготовленные из полихлорвинила, хлопчатобумажных тканей, облицованных резиной, и т. д. Более совершенными являются стальные пружинные термически обработанные ленты (ГОСТ 2614—65); нейлоновые, покрытые неопреном; резиновые, облицованные нейлоном или териленом. Высокой долговечностью, стойкостью против горячей стружки и смазочно-охлаждающей жидкости обладает материал, облицованный с двух сторон полиамидом С-6 [4]. Материал ленты должен выдерживать заданное число перегибов.

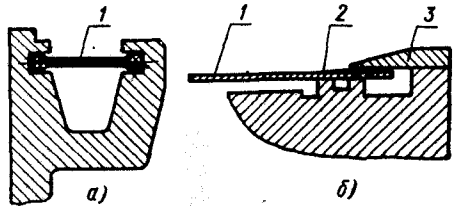


Рис. 101. Способы уплотнения стыка ленты со станиной:

а — расположение утолщенной ленты в пазах станины (патент ФРГ № 815736); *б* — прижим краев ленты пружиной; *1* — лента; *2* — плоская пружина; *3* — планка

Герметичность защитных устройств с лентами достигается уплотнением стыка краев ленты с защищаемым узлом. Уплотнение происходит при натяжении ленты в продольном направлении, в результате чего края ленты с небольшим усилием прижимаются к защищаемому узлу. В ряде случаев (рис. 101, *а*) ленту, утолщенную по краям или имеющую выступы, помещают в пазы станины. К местам соприкосновения ленты со станиной подводят смазку. Однако при перегибах в местах утолщений

[1] Карташов В. И., Кириков А. К., Авторское свидетельство СССР № 180056. «Бюллетень изобретений и товарных знаков», 1966, № 6.

возникают значительные напряжения. Поэтому, как правило, применяют ленты прямоугольного сечения. При использовании стальной закаленной ленты в координатно-расточных станках фирмы Дикси (Швейцария) (рис. 101, *б*) уплотнение стыка достигается расположением ленты в таком же пазу и дополнительным прижимом краев ленты пластинчатой пружиной *2*.

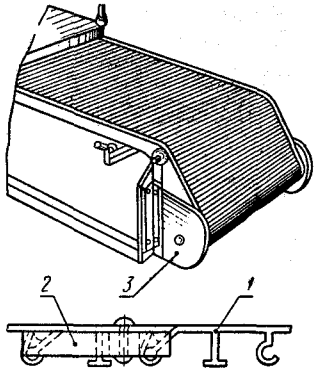


Рис. 102. Гусеничное устройство (патент США № 2850332)

В тяжелых станках (например, продольно-фрезерных с шириной стола более 1500 *мм*) применяют гусеничные устройства (рис. 102), составленные из металлических элементов *1*, шарнирно связанных один с другим. Элементы *1* удерживаются от расхождения Т-образными планками *2*. Натяжение гусеничного устройства обеспечивается барабаном *3* со спиральной пружиной.

Глава VIII. РАСЧЕТ ДАВЛЕНИЙ И УПРУГИХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В НАПРАВЛЯЮЩИХ

Основные критерии работоспособности направляющих — износостойкость и жесткость — в значительной степени определяются давлениями в направляющих. Величина истинных давлений определяется не только нагрузками и размерами направляющих, но также и величинами зазоров, погрешностями изготовления направляющих, чистотой поверхности, жесткостью сопрягаемых деталей и т. п. Определение истинных давлений представляет значительные трудности. В настоящее время получил распространение расчет направляющих по средним и наибольшим давлениям. Предлагаемый ниже расчет давлений и контактных деформаций в направляющих учитывает влияние зазоров, собственных деформаций сопрягаемых деталей, деформаций планок и регулировочных элементов. Расчет основан на теоретических решениях задач о деформировании планок и направляющих с зазорами.

Все решения проверены экспериментально на моделях и натурных направляющих.

По расчету все направляющие можно разделить на две группы.

1. Направляющие, в которых собственная жесткость деталей на порядок выше жесткости поверхностных слоев. В этом случае собственными деформациями деталей можно пренебречь и рассматривать относительный поворот и смещение деталей как твердых тел вследствие деформаций поверхностных слоев. Принимаем, что давления и, следовательно, упругие перемещения по длине

направляющих (сюда относятся суппорты токарных, карусельных, долбежных, зубофрезерных и других станков, консоли и шпиндельные головки фрезерных станков, шпиндельные бабки, стойки, короткие столы и т. п.) [1] распределяются по линейному закону.

2. Направляющие, в которых собственная жесткость одной из сопрягаемых деталей соизмерима с жесткостью поверхностных слоев. В этом случае, как правило, жесткость второй детали на порядок выше и при расчете можно пользоваться теорией балок и плит на упругом основании. Сюда относятся ползуны карусельных, поперечно-строгальных и долбежных станков, суппорта и длинные столы продольно-строгальных станков и т. д. Определение давлений и контактных деформаций в направляющих без учета собственных деформаций приводит в ряде случаев к занижению их в несколько раз.

Технический расчет направляющих на контактную жесткость основывается на прямых экспериментах по жесткости на моделях и натурных направляющих. При расчете допускаем, что нормальные сжатия поверхностных слоев δ пропорциональны нормальным давлениям σ: $\delta = k\sigma$, где k—коэффициент контактной податливости.

Линейную зависимость принимаем исходя из того, что в большинстве случаев в направляющих превалируют упругие перемещения в результате взаимного поворота сопрягаемых деталей, для которого линейная зависимость справедлива. Кроме того, принятое допущение является наиболее простым и единственным, при котором возможен технический расчет.

Для большинства расчетов дополнительно принимается, что жесткость поверхностных слоев на разных гранях направляющих одинакова и что давления и, следовательно, деформации по ширине граней распределяются равномерно (ввиду относительно малой ширины). Распределение давлений по ширине и определение деформаций в случае малой жесткости суппорта между направляющими (в поперечной плоскости) рассматривается на стр. 266—267.

Коэффициент контактной податливости k для направляющих определяли путем обработки экспериментальных данных. Подтверждением правильности принятых допущений является близость коэффициентов k для разных форм направляющих при разных видах нагружений. Так как значения коэффициентов k определяются по той же методике, что и предлагаемый расчет, то этим компенсируются некоторые различия между расчетной моделью и натурными направляющими. Величина k зависит в значительной степени от размеров стыков — с увеличением размеров стыков величина k возрастает. Это связано с ухудшением условий контактирования и уменьшением средних давлений. Значения коэффициентов контактной податливости сильно зависят от макро-

[1] В ряде случаев высокая жесткость обеспечивается за счет присоединения деталей (например, фартуков токарных станков).

и микрогеометрии поверхностей и качества пригонки сопрягаемых деталей и поэтому имеют большой разброс.

Для чугунных направляющих прямолинейного движения можно рекомендовать следующие средние значения коэффициентов контактной податливости: при средних давлениях до 3 *кГ/см²* и при ширине граней до 50 *мм* — 0,8—1,0 *мк·см²/кГ*; 100 *мм* — 1,5 *мк* × ×*см²/кГ*; 200 *мм* — 2 *мк·см²/кГ*; для средних давлений выше 3—4 *кГ/см²* k на 40—50% ниже. Эти значения получены при обработке экспериментальных данных по жесткости больших моделей направляющих и направляющих ряда станков. Для стыков, в которых у одной из сопрягаемых деталей можно ожидать большие местные деформации направляющих, в частности в станинах токарных станков, указанные значения k следует увеличивать на 50—70%. Этим условно учитывается нарушение правильного контакта направляющих вследствие отгибов; для направляющих кругового движения из-за малой жесткости планшайбы и относительно большой длины направляющих значения коэффициента контактной податливости k выше, чем в направляющих прямолинейного движения. Для пары чугун — чугун можно рекомендовать при ширине направляющих 300 *мм* значения k порядка 4—5 *мк·см²/кГ*; при ширине 300—450 *мм* 5—6 *мк·см²/кГ*. Для пары текстолит — чугун значения k в 2—2,5 раза выше, а для пары ЦАМ — чугун на 30—40% выше, чем для пары чугун — чугун.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК НА НАПРАВЛЯЮЩИЕ

Принимаем следующее направление осей координат: ось x — вдоль направления движений, y — в основной плоскости направляющих перпендикулярно направлению движения, z — перпендикулярно к основной плоскости направляющих.

Вводим следующие основные обозначения:

P_x, P_y, P_z — слагающие сил резания по осям координат в *кГ*;

M_x, M_y, M_z — моменты от внешних сил, воспринимаемые направляющими, в *кГ·см*;

M'_x, M'_y, M'_z — моменты, воспринимаемые направляющими (от внешних сил и от тягового усилия) в *кГ·см*;

M_A, M_B, M_C, M_D — моменты, воспринимаемые гранями A, B, C, D соответственно, в *кГ·см*;

G — вес узла в *кГ*;

A, B, C, D — реакции основных граней направляющих в *кГ*;

A', B', C' — реакции планок в *кГ*;

Q_τ, Q_z, Q_y — тяговая сила и вызываемые ею силы по осям координат в *кГ*; для привода винтом $Q_y = Q_z = 0$, для привода прямозубой шестерней при горизонтальной рейке $Q_z = Q_\tau \operatorname{tg}(\alpha_0 \pm \varphi_0)$, $Q_y = 0$; для привода косозубой шестерней при горизонтальной рейке $Q_z = Q_\tau \operatorname{tg}(\alpha_0 \pm \varphi_0)$, $Q_y = Q_\tau \operatorname{tg}\gamma$;

α_0 — угол зацепления в градусах;

$\varphi_0 = 5 \div 8°$ — угол трения на зубьях в градусах;

γ — угол наклона зуба в градусах;

σ_A, σ_B, σ_C, σ_D — средние давления на гранях в *кГ/см²*;

a, b, c, d — ширина рабочих поверхностей направляющих в *см*;

e, e_1, e_2 — расстояния между серединами направляющих в *см*;

e' — расстояние между серединами передней направляющей и задней планки в *см*;

a', b', c' — ширина соответствующих планок в *см*;

L — длина контакта направляющих в *см*;

x_p, y_p, z_p, x_G, y_G — координаты сил резания и веса в *см*;

y_Q, z_Q — координаты точки приложения тяговой силы в *см*;

α, β — углы наклона отдельных граней в градусах;

f — коэффициент трения на направляющих;

E — модуль упругости материала салазок, ползуна, стола в *кГ/см²*;

J_x, J_y — моменты инерции площади поперечного и продольного сечения каретки, стола или ползуна относительно осей x и y в *см⁴*;

k — коэффициент контактной податливости направляющих в *мк·см²/кГ*;

Δ — зазор в направляющих в *мк*; в средних станках обычно $\Delta = 20 \div 30$ *мк*;

φ — угол наклона каретки или стола в *мк/см*.

Для определения неизвестных — тяговой силы, реакций и реактивных моментов направляющих — используются уравнения статики и дополнительные условия совместности перемещений. Эти условия приходится применять для определения реакций направляющих, если одновременно работает более трех граней, а также для выяснения распределения моментов между отдельными направляющими. Начало координат удобно располагать в поперечной плоскости, проходящей через середину длины направляющих, на пересечении их реакций.

Моменты внешних сил относительно осей координат (рис. 103—107)

$$M_x = P_z y_p + P_y z_p + G y_G;$$

$$M_y = P_z x_p + P_x z_p + G x_G;$$

$$M_z = P_y x_p + P_x y_p.$$

В каждом конкретном случае силы и координаты берутся с соответствующими знаками.

Моменты внешних и тяговых сил

$$M'_x = M_x + Q_z y_Q + Q_y z_Q;$$

$$M'_y = M_y + Q_z x_Q + Q_\tau z_Q;$$

$$M'_z = M_z + Q_y x_Q + Q_\tau y_Q.$$

Тяговая сила определяется из условия равенства нулю проекций сил на ось x с учетом сил трения.

Для прямоугольных направляющих (рис. 103,*а*) при приводе прямозубой шестерней и рейкой, расположенной под передней направляющей (токарные станки):

$$Q_\tau = \frac{P_x + f(P_z + P_y + G)}{1 - f\operatorname{tg}(\alpha_0 + \varphi_0)} \quad \text{при} \quad M_x = P_z y_p - P_y z_p + G y_G > 0;$$

$$Q_\tau = \frac{P_x + f\left(P_z + P_y + G - \dfrac{2M_x}{e'}\right)}{1 - f\operatorname{tg}(\alpha_0 + \varphi_0)} \quad \text{при} \quad M_x < 0.$$

Для прямоугольных направляющих (рис. 103, *б*) при приводе косозубой или червячной шестерней и рейкой, расположенной посредине между направляющими (строгальные и фрезерные станки):

$$Q_\tau = \frac{P_x + f(P_z + P_y + G_1 + G_2)}{1 + f\operatorname{tg}(\alpha_0 - \varphi_0) - f\operatorname{tg}\gamma}$$

при $M_x = P_z y_p - P_y z_p + G_1 y_1 + G_2 y_2 > 0;$

$$Q_\tau = \frac{P_x + f\left(P_z + P_y + G_1 + G_2 - \dfrac{2M_x}{e'}\right)}{1 + 0{,}5f\operatorname{tg}(\alpha_0 - \varphi_0) - f\operatorname{tg}\gamma} \quad \text{при} \quad M_x < 0.$$

При гидроприводе или приводе винтом знаменатель равен единице.

Для комбинированных направляющих (прямоугольной и треугольной) (рис. 104, *а*) при приводе прямозубой шестерней

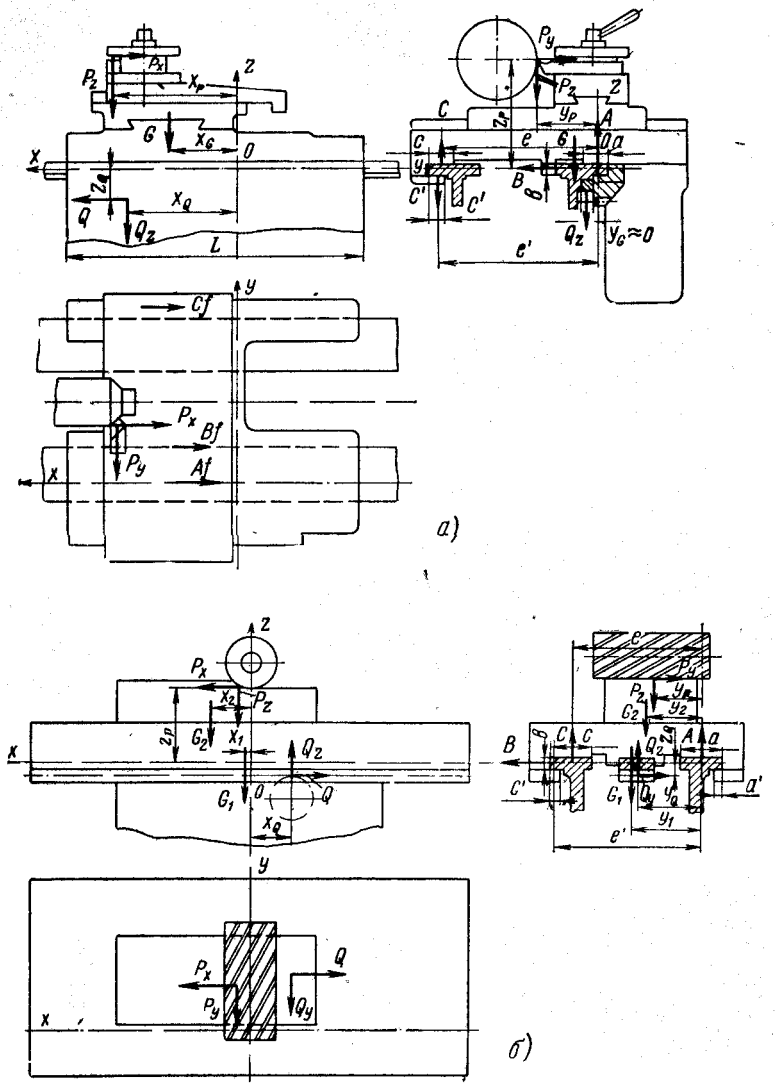


Рис. 103. Нагрузки, действующие на прямоугольные направляющие:

а — токарных станков; *б* — продольно-фрезерных и продольно-строгальных станков

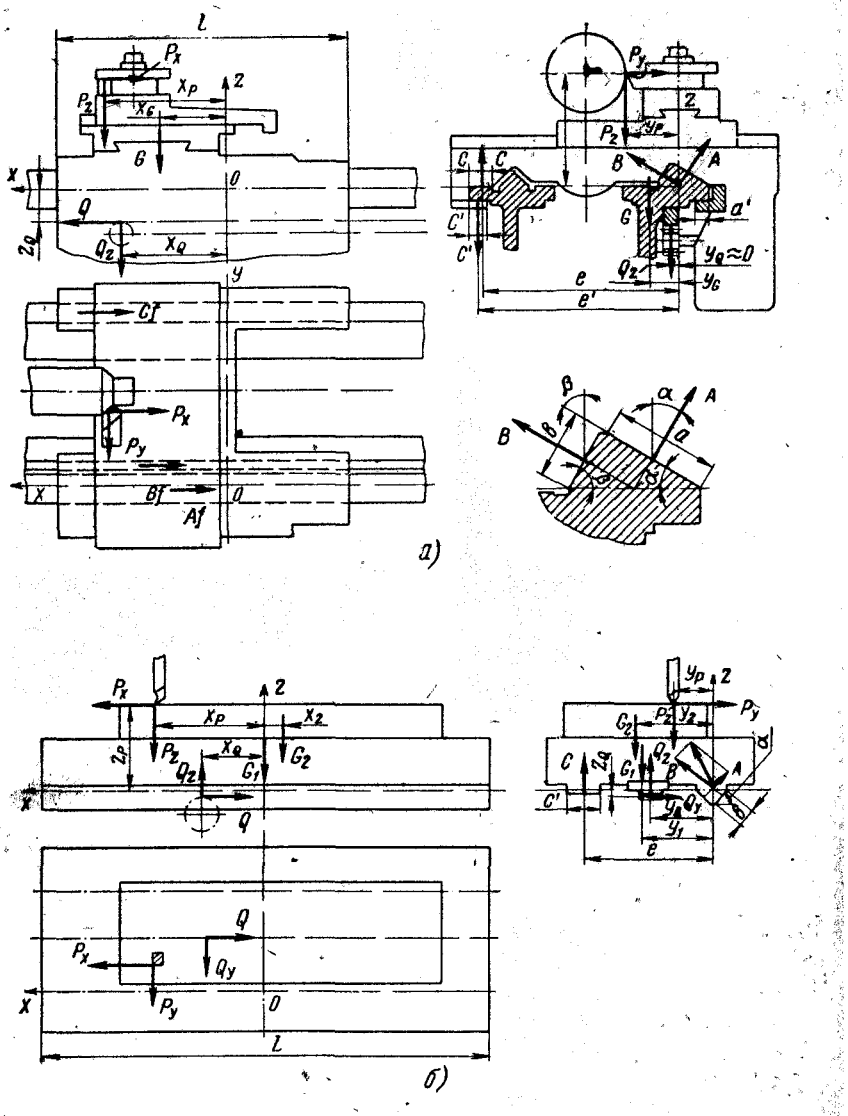


Рис. 104. Нагрузки, действующие на комбинированные направляющие:

а — токарных станков; *б* — строгальных станков

и рейкой, расположенной под передней направляющей (токарные станки):

$$Q_т = \frac{P_x + f\left(1{,}41P_z + 1{,}41G - 0{,}41\,\frac{M_x}{e}\right)}{1 - 1{,}41f\,\mathrm{tg}\,(\alpha_0 + \varphi_0)} \quad \text{при} \quad \alpha = \beta = 45°;$$

$$Q_т = \frac{P_x + f\left(1{,}33P_z + 1{,}33G + 0{,}48P_y - 0{,}33\,\frac{M_x}{e}\right)}{1 - 1{,}33f\,\mathrm{tg}\,(\alpha_0 + \varphi_0)} \quad \text{при} \quad \alpha = 25°,\ \beta = 65°.$$

Для комбинированных направляющих (V-образной и плоской, рис. 104, *б*) при приводе косозубой или червячной шестерней и

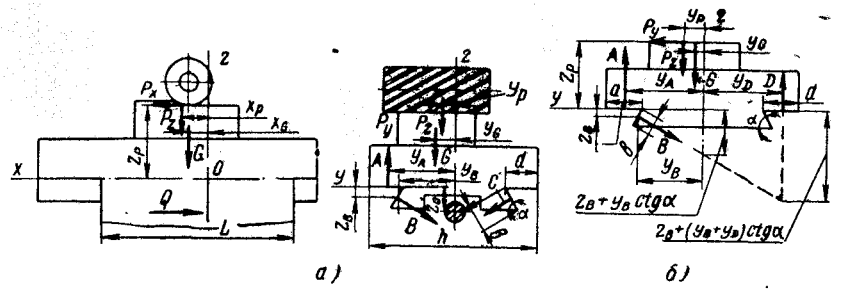


Рис. 105. Нагрузки, действующие на остроугольные направляющие по форме «ласточкина хвоста»

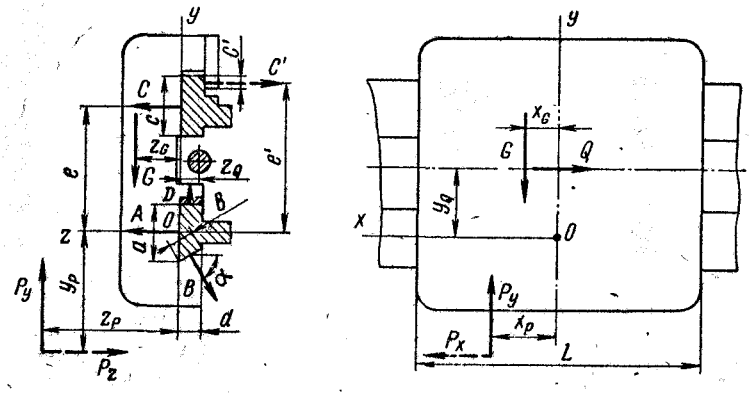


Рис. 106. Нагрузки, действующие на комбинированные направляющие из прямоугольной и половины «ласточкина хвоста»

рейкой, расположенной посредине между направляющими (строгальные станки):

$$Q_т = \frac{P_x \cos\alpha + f\left[P_z + G - (1 - \cos\alpha)\,\frac{M_x}{e}\right]}{\cos\alpha + 0{,}5f\,(1 + \cos\alpha)\,\mathrm{tg}\,(\alpha_0 - \varphi_0)}.$$

Для направляющих по форме «ласточкин хвост» (рис. 105) при приводе винтом и при работе двух основных граней направляющих и одной грани «ласточкина хвоста» и $\alpha = 55°$ (см. стр. 257)

$$Q_т = P_x + f(P_z + G + 1{,}9P_y);$$

при работе одной основной грани и двух граней «ласточкина хвоста»

$$Q_т = P_x + \\ + 2{,}75f\left[\frac{M_x}{y_A} + \frac{0{,}7y_B + z_B}{y_A} P_y - 0{,}64(P_z + G)\right].$$

Для комбинированных направляющих из прямоугольной и половины «ласточкина хвоста» (рис. 106)

$$Q_т = P_x + f\left[P_z + (P_y - G)\frac{(1+\cos\alpha)}{\sin\alpha}\right]$$

при $M_x > 0$;

$$Q_т = P_x + f\left[P_z + (P_y - G)\frac{(1+\cos\alpha)}{\sin\alpha} - \frac{2M_x}{e'}\right]$$

при $M_x < 0$.

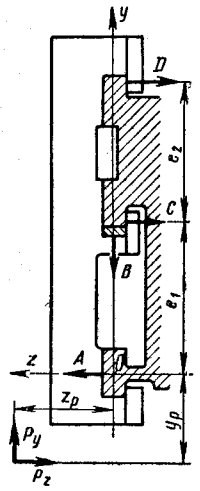


Рис. 107. Нагрузки, действующие на салазки с тремя прямоугольными направляющими

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ И СРЕДНИХ ДАВЛЕНИЙ [1]

Прямоугольные направляющие (рис. 103, *а*).

Реакции граней направляющих:

при $M'_x = M_x + Q_z y_Q > 0$

$$C = \frac{M'_x}{e}, \quad A = P_z + G + Q_z - C, \quad B = P_y;$$

при $M'_x < 0$

$$C' = \frac{|M'_x|}{e'}; \quad A = P_z + G + Q_z + C', \quad B = P_y.$$

Комбинированные направляющие (треугольная и прямоугольная) (рис. 104, а).

при $M'_x > 0$

$$C = \frac{M'_x}{e}, \quad A = (P_z + G + Q_z - C)\sin\beta - P_y\cos\beta;$$

$$B = (P_z + G + Q_z - C)\sin\alpha + P_y\cos\alpha;$$

[1] Направление сил принято в соответствии с рис. 103—106, при обратном направлении соответствующие силы берутся со знаком минус.

при $M'_x < 0$

$$C' = \frac{|M'_x|}{e'}, \quad A = (P_z + G + Q_z + C')\sin\beta - P_y\cos\beta;$$

$$B = (P_z + G + Q_z + C')\sin\alpha + P_y\cos\alpha.$$

Комбинированные направляющие (V-образная и плоская) (рис. 104, *б*).

$$C = \frac{M'_x}{e}, \quad A = \frac{D}{2\cos\alpha} - \frac{P_y + Q_y}{2\sin\alpha}; \quad B = \frac{D}{2\cos\alpha} + \frac{P_y + Q_y}{2\sin\alpha},$$

где $D = P_z - Q_z - C$; $M'_x = P_z y_p - P_y z_p + G_1 y_1 + G_2 y_2 - Q_z y_Q + Q_y z_Q$.

Остроугольные направляющие по форме «ласточкина хвоста».

При работе одной основной грани и двух наклонных (если $C > 0$, рис. 105, *а*)

$$A = \frac{M_x + P_y(z_B + y_B\operatorname{ctg}\alpha)}{y_A}; \quad B = \frac{(A - P_z - G)\sin\alpha + P_y\cos\alpha}{\sin 2\alpha};$$

$$C = \frac{(A - P_z - G)\sin\alpha - P_y\cos\alpha}{\sin 2\alpha};$$

где $M_x = P_z y_p + P_y z_p + G y_G$.

При работе двух основных граней и одной наклонной (если $D > 0$, рис. 105, *б*)

$$A = \frac{M_x + P_y[z_B + (y_B + y_D)\operatorname{ctg}\alpha] + (P_z + G)y_D}{y_A + y_D};$$

$$B = \frac{P_y}{\sin\alpha}; \quad D = P_z + G - A + B\cos\alpha.$$

Комбинированные направляющие (из прямоугольной и половины «ласточкина хвоста», рис. 106).

Для случая работы основной грани C при $M'_x > 0$

$$C = \frac{M'_x}{e}; \quad B = \frac{P_y}{\sin\alpha}; \quad A = P_y\operatorname{ctg}\alpha - C,$$

где $M'_x = P_y z_p - P_z y_p - G z_G$.

Для случая работы планки C' при $M'_x < 0$

$$C' = \frac{|M'_x|}{e}, \quad B = \frac{P_y}{\sin\alpha}; \quad A = P_y\operatorname{ctg}\alpha + C'.$$

Средние давления на гранях для всех типов направляющих

$$\sigma_A = \frac{A}{aL}; \quad \sigma_B = \frac{B}{bL}; \quad \sigma_C = \frac{C}{cL}; \quad \sigma'_C = \frac{C'}{c'L}; \quad \sigma_D = \frac{D}{dL}.$$

При наличии трех одновременно работающих направляющих (рис. 107) реакции граней могут быть определены для двух расчетных случаев: когда салазки абсолютно жесткие и салазки упругие.

В первом случае добавочное условие деформаций следующее:

$$\frac{\sigma_A+\xi\sigma_C}{e_1}=\frac{\xi\sigma_D-\xi\sigma_C}{e_2},$$

ξ — коэффициент, учитывающий податливость планок (см. ниже стр. 273).

Во втором случае реакции направляющих вычисляются по формулам расчета трехопорных балок с учетом податливости направляющих. В частности, для прямоугольных направляющих по рис. 107 момент в средней направляющей M_0 и реакции граней равны:

$$A=P_z+\frac{M_x}{e_1}-\frac{M_0}{e_1};\quad C=\frac{M_x}{e_1}-M_0\left(\frac{1}{e_1}+\frac{1}{e_2}\right),\quad D=\frac{M_0}{e_2};$$

$$B=P_y;\quad M_x=P_zy_p-P_yz_p;$$

$$M_0=\frac{\frac{K_AP_z}{e_1}+M_x\left[\frac{K_A}{e_1^2}+\frac{K_C}{e_1}\left(\frac{1}{e_1}+\frac{1}{e_2}\right)+\frac{e_1}{6EJ_x}\right]}{\frac{K_D}{e_2^2}+K_C\left(\frac{1}{e_1}+\frac{1}{e_2}\right)^2+\frac{K_A}{e_1^2}-\frac{e_1+e_2}{3EJ_x}},$$

где $K_A=\frac{k}{10^4F_A}$, $K_C=\frac{k}{10^4F_C}$, $K_D=\frac{k}{10^4F_D}$ — податливость направляющих A, C и D; F_A, F_C, F_D — площадь контакта по направляющим A, C, D соответственно в $см^2$.

Допускаемые средние давления на чугунных направляющих универсальных станков при малых скоростях подач 12—15 $кГ/см^2$, а при больших скоростях, порядка скоростей резания, до 4—5 $кГ/см^2$. В направляющих тяжелых станков допускаемые средние давления можно принимать при малых скоростях до 5 $кГ/см^2$, а при больших до 2—3 $кГ/см^2$.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАИБОЛЬШИХ ДАВЛЕНИЙ

а) Определение наибольших давлений в направляющих деталей с большой собственной жесткостью. Для определения наибольших давлений необходимо знать доли моментов M_y и M_z, воспринимаемые каждой направляющей. Если салазки имеют малую жесткость на кручение относительно оси y, а нагрузка действует на одну из направляющих (токарные станки с салазками, имеющими узкий мост), то можно считать, что момент M_y полностью воспринимается этой направляющей. При значительной жесткости салазок в большинстве случаев момент M_y распределяется между направляющими пропорционально приведенным ширинам [1].

[1] Это соотношение точно соответствует случаю малых моментов M_y, когда эпюры давлений на обеих направляющих — трапеции и планки не принимают участие в работе. К этому же случаю условно относится расчет при больших моментах M_y, когда в работе принимают участие планки.

В общем виде приведенная ширина направляющей равна сумме приведенных ширин отдельных ее граней. Приведенная ширина грани, наклоненной к плоскости приведения под углом α, равна $b\cos^2\alpha$, где b — ширина грани. Плоскостью приведения для действия момента M_y является плоскость yx, для действия момента M_z — плоскость zx.

Для прямоугольных направляющих (см. рис. 103)

$$M_{Ay}=\frac{M_ya}{a+c},\quad M_{Cy}=\frac{M_yc}{a+c}.$$

Для комбинированных направляющих (см. рис. 104, *а*)

$$M_{Dy}=\frac{M_yd}{d+c},\quad M_{Cy}=\frac{M_yc}{d+c},$$

где d — приведенная ширина треугольной направляющей; для направляющей по рис. 104, *а* $d=a\cos^2\alpha+b\cos^2\beta$, по рис. 104, *б* $d=2b\cos^2\alpha$.

Если вместо одной из направляющих работает соответственная планка, в формулы вместо c следует подставлять c'. Моменты, воспринимаемые отдельными гранями A, B, C каждой направляющей, определяют из уравнений статики:

для прямоугольных направляющих (см. рис. 103)

$$M_A=M_{Ay},\quad M_B=M_z,\quad M_C=M_{Cy};$$

для комбинированных направляющих (см. рис. 104)

$$M_A=\frac{M_{Dy}\cos\alpha-M_z\sin\alpha}{\sin(\alpha+\beta)};\quad M_B=\frac{M_{Dy}\sin\alpha+M_z\cos\alpha}{\sin(\alpha+\beta)},$$

$$M_C=M_{Cy}.$$

Наибольшие давления на основных гранях определяют по формуле

$$\sigma_{max}=\sigma_{cp}(K_m+K_\Delta),$$

где σ_{cp} — среднее давление на данной направляющей (см. стр. 257); K_Δ — коэффициент, учитывающий влияние зазоров; K_m — коэффициент, учитывающий участие в работе планок и вспомогательных граней и зависящий от соотношения податливости планок и основных граней $m=\frac{b'}{\xi b}$ или $m=\frac{a'}{\xi a}$ и т. д. и отношения $\frac{M}{PL}$; M и P — момент и реакция, воспринимаемые данной гранью направляющих; ξ — коэффициент, учитывающий отгиб планки (см. ниже).

Наибольшие давления на планках: $\sigma'_{max}=\sigma_{max}K'$.

Коэффициенты K_m, K_Δ, K' определяют по графикам рис. 108, *а — в*.

При действии на направляющие только опрокидывающего момента ($P=0$)

$$\sigma_{max}=\sigma_0(K'_m+K'_\Delta),\quad \text{где}\quad \sigma_0=\frac{6M}{bL^2}\quad\left(\text{или}\ \sigma_0=\frac{6M}{aL^2}\ \text{и т. д.}\right),$$

где σ_0 — наибольшее давление при $m=1$ и $\Delta=0$.

Наибольшие давления на планках: $\sigma'_{max} = \sigma_{max} K'$; коэффициент K'_Δ определяют по графикам рис. 108, *г*; коэффициенты K'_m и K' приведены ниже.

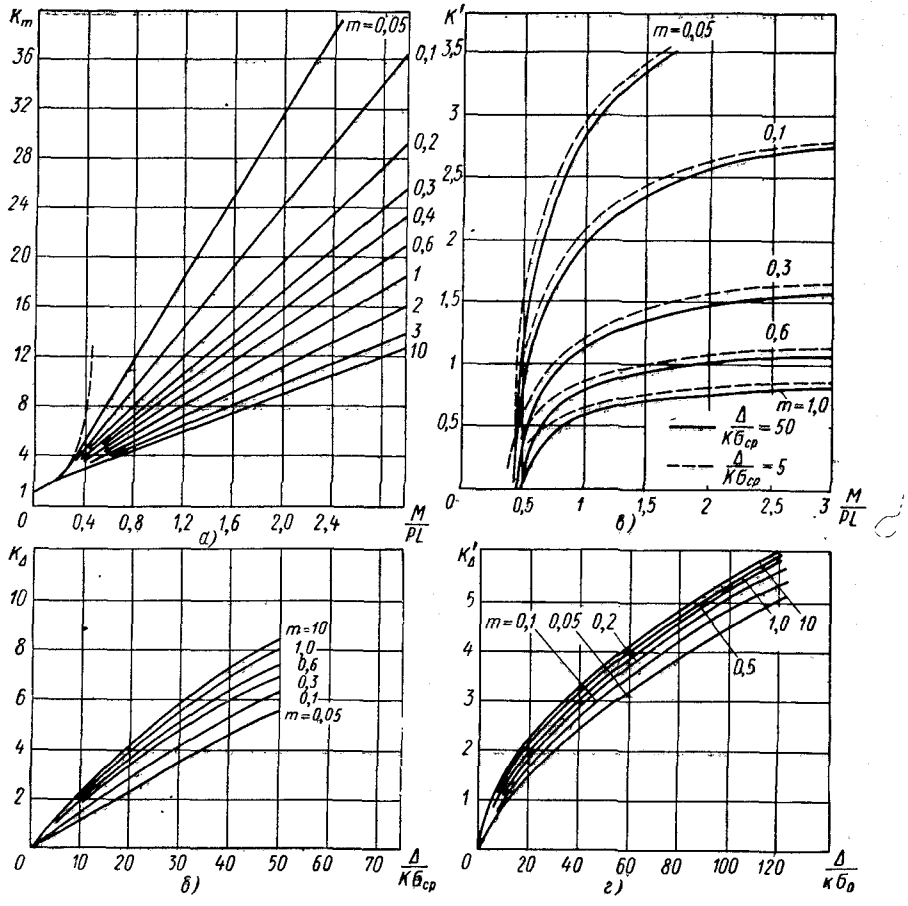


Рис. 108. Графики для определения коэффициентов K_m, K_Δ, K'_Δ и K'

При больших опрокидывающих моментах $\left(\frac{M}{PL} \geq 3\right)$ с достаточной степенью точности можно также пользоваться графиками рис. 108, *в*,

m	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	2	5	10
K'_m	3,7	2,1	1,6	1,3	1,15	1,06	1	0,86	0,72	0,66
K'	4,5	3,25	2,25	1,6	1,3	1,12	1	0,7	0,45	0,32

Значения K_m, K'_m, K_Δ, K'_Δ получены из рассмотрения условий равновесия направляющей с учетом зазора и податливости планки [50].

При малых моментах $\left(\frac{M}{PL} \leq \frac{1}{6}\right)$ $\sigma_{max} = \sigma_{ср} + \sigma_0$. При средних величинах опрокидывающих моментов $\frac{1}{6} \leq \frac{M}{PL} \leq \frac{1}{2}$ возможны два расчетных случая: 1) планки не воспринимают нагрузки и 2) планки воспринимают нагрузку. Условие применимости первого случая: $\frac{\Delta}{k\sigma_{ср}} > \frac{\frac{M}{PL} - \frac{1}{6}}{1{,}5\left(0{,}5 - \frac{M}{PL}\right)^2}$, второго — наоборот. На рис. 108, *а* первому расчетному случаю соответствует штриховая линия, второму — сплошные.

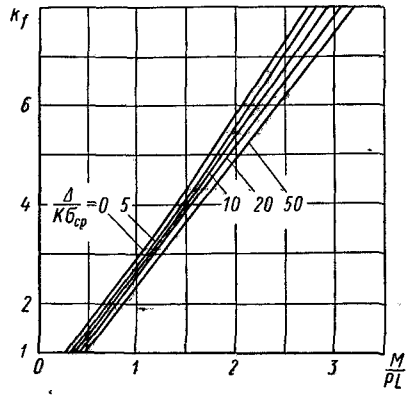


Рис. 109. Графики для определения коэффициента K_f

На рис. 109 приведены значения коэффициента K_f повышения тяговой силы в направляющих при большом опрокидывающем моменте, когда в работе участвуют планки. Значения K_f учитывают, что суммарная сила трения в направляющей складывается из силы трения на основной грани, работающей на части длины, и на планке.

При вычислении тяговой силы при больших опрокидывающих моментах вместо коэффициента трения f подставляется произведение $K_f f$. Значения K_f на рис. 109 соответствуют $m = 0{,}3$. При $m = 0{,}05$ величины K_f примерно на 5% выше, при $m = 1$ на 3%, при $m = 10$ на 6% ниже, чем по рис. 109.

Для направляющих по форме «ласточкина хвоста» (см. рис. 105) расчет проводится для частных случаев.

Первый случай — расположение внешних сил симметрично относительно плоскости симметрии направляющих xz, т. е. учитывается только действие сил по оси z и момента M'_y. Суммарная нагрузка по оси z: $Z = P_z + G$. Наибольшие давления на основных гранях σ_1 и на скосах «ласточкина хвоста» σ_2 определяют по формулам:

$$\sigma_1 = \sigma_{ср}(K_m + K_\Delta); \quad \sigma_2 = \sigma_{ср} K', \quad \text{где} \quad \sigma_{ср} = \frac{Z}{(a+d)L}.$$

Коэффициенты K_m, K_Δ, K' определяют по графикам рис. 108. При этом следует принимать $\frac{M}{PL} = \frac{M'_y}{ZL}$ и $m = \frac{b\cos^2\alpha\,(\xi+1)}{(a+d)\,\xi}$.

Коэффициент ξ учитывает пониженную жесткость клиновой стороны.

Второй случай — действие момента M'_z и центральной силы Z. Наибольшие давления

$$\sigma_1 = \frac{3M'_z \operatorname{ctg}\alpha}{(a+d)L^2} + \frac{Z}{(a+d)L}, \qquad \sigma_2 = \frac{6M'_z}{bL^2 \sin^2\alpha}.$$

Третий случай — действие сил в плоскости yz — рассмотрен выше на стр. 257. Оценку давлений от действия общей системы

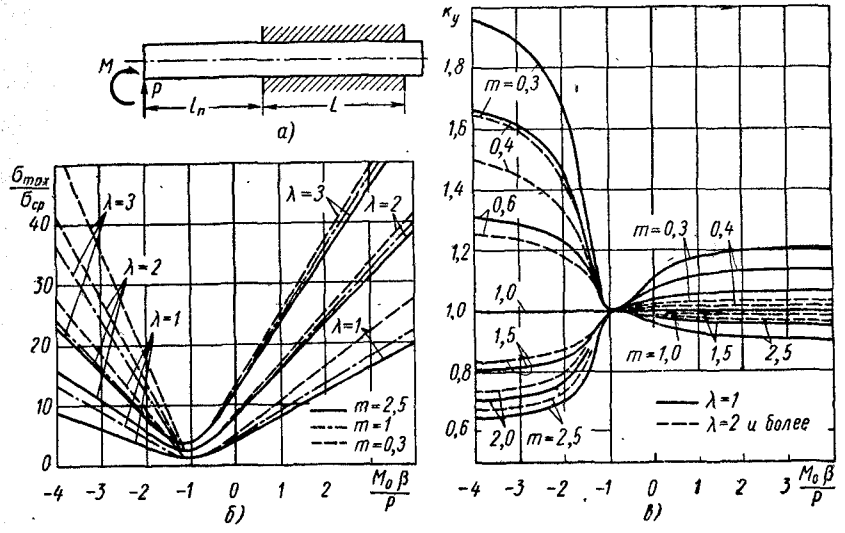


Рис. 110. Схема нагружения ползуна (*а*), значения $\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{ср}}$ (*б*) и коэффициента k_y (*в*)

сил можно условно получить сложением давлений от отдельных систем. При этом каждая из составляющих заданных сил должна учитываться только один раз. В частности, в первой из рассмотренных систем учитываются слагающие Z и M'_y, во второй M'_z, в третьем P_y и M'_x.

Допускаемые наибольшие давления на чугунных направляющих универсальных станков средних размеров при скоростях движения подач составляют 25—30 *кГ/см²*, при тяжелых редко действующих нагрузках 50—60 *кГ/см²*, а на планках в отдельных случаях до 100 *кГ/см²*. Допускаемые давления на направляющих тяжелых станков 10—15 *кГ/см²*. Для специальных станков, работающих с постоянными режимами, допускаемые давления следует брать на 30% ниже. Наибольшие давления при больших скоростях обычно ниже указанных на 50—60%.

б) Определение наибольших давлений в направляющих ползунов. Ползуны на длине направляющих рассматриваются как балки на упругом основании [29,53]. Наибольшие давления в направляющих имеют место у кромки направляющих со стороны приложения нагрузки и определяются по формуле:

$$\sigma_{max} = \frac{\delta_0 \cos\alpha_i}{k} = \frac{4\lambda k_y}{BL}\left(PU + \frac{2M_0\lambda V}{L}\right)\cos\alpha_i$$

где δ_0 — прогиб ползуна у кромки направляющих в *мк* (см. раздел IV); $M_0 = M + Pl_n$ — момент относительно кромки направляющих в *кГ·см* (рис. 110,*а*); l_n — вылет ползуна (расстояние от вершины резца до начала направляющей) в *см*; B — приведенная ширина несущих граней направляющих в *см*; α_i — угол наклона рассматриваемой грани направляющих к нейтральной плоскости ползуна; λ — показатель жесткости ползуна, $\lambda = \frac{L}{2}\sqrt[4]{\frac{10^4 B}{4EJk}}$; U и V — коэффициенты, зависящие от λ [34].

λ	0,8	1,0	1,2	1,4 и более
U	1,32	1,22	1,14	1,0
V	1,43	1,25	1,13	1,0

k_y — коэффициент, вводимый при разной приведенной ширине B несущих и $B_{под}$ поддерживающих граней и зависящий от $m = \frac{B_{под}}{B}$ (рис. 110, *в* и табл. 28). Здесь несущими названы грани, к которым сила P прижимает ползун, поддерживающими — от которых сила отжимает ползун.

На рис. 110, *б* приведены отношения наибольшего давления σ_{max} к среднему $\sigma_{ср} = \frac{P\cos\alpha_i}{BL}$. Как видно по графику, наибольшие давления в направляющих ползунов могут превышать средние в 30—40 раз.

На рис. 111 показана эпюра давлений в направляющих ползуна поперечно-строгального станка (жирная линия) и для сравнения эпюра давлений при рассмотрении ползуна абсолютно жестким (тонкая линия).

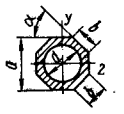
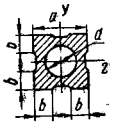
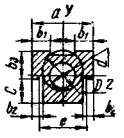
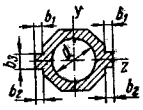
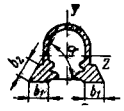
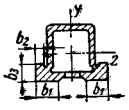
Наибольшие давления в направляющих ползунов достигают 100—130 *кГ/см²*. Высокие давления в ряде случаев ведут к появлению задиров и повышенному износу.

в) Расчет наибольших давлений в направляющих столов малой жесткости (станков продольного типа) [1]. Столы подвергаются нагрузкам от собственного веса $G_{ст}$, веса изделия (детали) G_u и силы

[1] Направляющие столов, перемещающихся с большими скоростями (продольно-строгальные станки), рассчитываются по критерию гидродинамической подъемной силы (см. гл. X).

Таблица 28

Формулы для определения приведенной ширины несущих и поддерживающих граней направляющих и углового сопротивления кручению сечений ползунов

Наименование	Форма ползунов					
						
Изгиб в плоскости yx*	$B = B_{под} = 2b\cos^2\alpha$	$B = B_{под} = 2b$	$B = 2b_1$ $B_{под} = 2b_2$	$B = 2b_1$ $B_{под} = 2b_2$	$B = 2b_2\cos^2\alpha$ $B_{под} = 2b_1$	$B = 2b_2$ $B_{под} = 2b_1$
Изгиб в плоскости zx	$B = B_{под} = 2b\sin^2\alpha$	$B = B_{под} = 2b$	$B = B_{под} = b_3$	$B = B_{под} = b_3$	$B = B_{под} = b_3\sin^2\alpha$	$B = B_{под} = b_3$
Угловое сопротивление закручиванию**	$J_к = 0{,}108a^4 - 0{,}1d^4$	$J_к = 0{,}141a^4 - 0{,}1d^4$	$J_к = 0{,}33ab_2^3 - 0{,}21b_3^4 + 0{,}33ce^3 - 0{,}105e^4 + 0{,}15\frac{b_2}{e}D^4 - 0{,}1d^4$	$J_к = \dfrac{4F^2}{\sum \frac{s_i}{t_i}}$		

* Выражения B и $B_{под}$ даны для действия силы сверху вниз в соответствии с эскизом; при обратном направлении силы выражения B и $B_{под}$ взаимно меняются.

** F — средняя арифметическая площадей, очерченных наружным и внутренним контурами; s_i — длина участка контура толщиной t_i.

резания (рис. 112, *а*). При установке детали непосредственно на стол обработанной поверхностью, а также при установке детали на подкладки (башмаки), если число их больше четырех-пяти над каждой направляющей, нагрузка от веса изделия принимается равномерно распределенной по длине изделия, а при установке детали на подкладках, если число их не более трех над каждой направляющей, в виде сосредоточенных сил в местах расположения подкладок.

В результате деформаций столов давления на направляющих распределяются неравномерно, причем наибольшие давления могут превышать средние в 2—3 раза и более. Жесткость столов в продольной плоскости вследствие их значительной длины невелика по сравнению с жесткостью поверхностных слоев направляющих, и давления от веса изделия и сил резания в основном распределяются на длине, равной длине изделия. При неправильной выверке жестких деталей и креплении их болтами к столу или при зажатии их кулачками на направляющих возможно возникновение значительной концентрации давлений из-за деформирования стола.

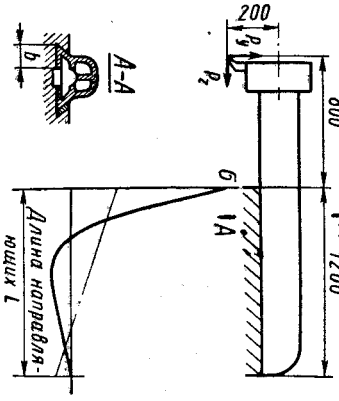


Рис. 111. Эпюра распределения давлений по длине направляющих

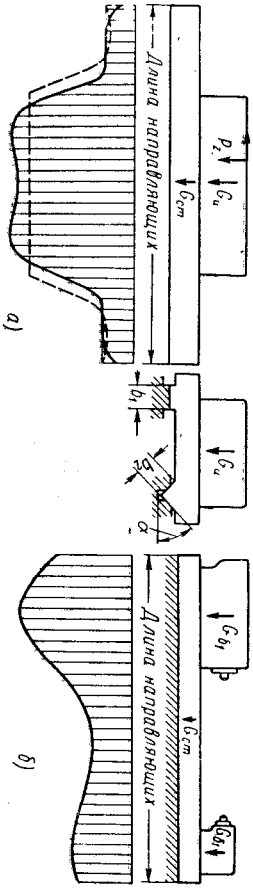


Рис. 112. Схема нагружения стола малой жесткости и распределение упругих перемещений и давлений по длине направляющих:

а — стола продольно-фрезерного станка; *б* — стола круглошлифовального станка (сплошные линии — изделие абсолютно податливое, пунктирные — изделие абсолютно жесткое)

В продольной плоскости стол с закрепленной на нем деталью рассматривается как балка на упругом основании [29].

При установке детали на башмаках (при малом их числе) наибольшее давление под наиболее нагруженным башмаком

определяется по формуле

$$\sigma_{max} = \left(\frac{\gamma G_{ст}}{b_{np} L} + \frac{P_{max}}{b_{np} L}\lambda\right)\cos\alpha_i,$$

где P_{max} — нагрузка на наиболее нагруженный башмак в *кГ*, определяется из условий равновесия детали; $\lambda = \frac{L}{2}\sqrt[4]{\frac{10^4 B}{4EJ_y k}}$; b_{np} — приведенная ширина рассматриваемой направляющей в *см*; B — сумма приведенных ширин обеих направляющих в *см*; J_y — момент инерции площади поперечного сечения стола в $см^4$; α_i — угол наклона рассматриваемой грани к горизонтали; γ — доля нагрузки, приходящейся на рассматриваемую направляющую; для столов с двумя направляющими обычно $\gamma = 0{,}5$.

Для плоской направляющей (см. рис. 112) $b_{np} = b_1$, для V-образной $b_{np} = 2b_2\cos^2\alpha$.

При установке детали на большом числе башмаков или непосредственно на столе с прилеганием по всей длине наибольшие давления определяются по формуле

$$\sigma_{max} = \left[\frac{\gamma G_{ст}}{b_{np} L} + \frac{\gamma (G_u + P_z - Q_z)}{b_{np} l_u} + \frac{6M_y}{l_u^2 B}\right]\cos\alpha_i,$$

где l_u — длина изделия в *см*.

На рис. 112, *а* показаны эпюры распределения давлений в направляющих стола продольно-фрезерного станка от веса стола $G_{ст}$ и изделия G_u, на рис. 112, *б* — стола круглошлифовального станка от веса стола $G_{ст}$, передней бабки $G_{б1}$ и задней бабки $G_{б2}$.

Обычно наибольшие давления в направляющих продольно-строгальных, продольно-фрезерных и т. п. станков составляют 6—7 $кГ/см^2$.

г) Распределение давлений по ширине направляющих. В большинстве случаев в связи с малой шириной направляющих по сравнению с расстоянием между ними давления по ширине направляющих распределяются относительно равномерно. При нежестких салазках (особенно в суппортах с узким мостом) и большом расстоянии между направляющими деформации салазок оказываются значительными и вызывают неравномерное распределение давлений по ширине направляющих и даже распределение давлений по части ширины грани. Это ведет к тому, что наибольшие давления у кромок оказываются значительно больше средних.

Наибольшие давления на гранях, когда в работе участвует полная ширина грани C (давления по ширине распределены по закону трапеции), равны: $\sigma_{max} = \sigma_{ср} + \frac{\varphi c}{2k}$. Условие применимости $\varphi < \frac{2k\sigma_{ср}}{c}$, когда в работе участвует неполная ширина грани C: $\sigma_{max} = \sqrt{\frac{2\varphi c \sigma_{ср}}{k}}$. Условие применимости $\varphi > \frac{2k\sigma_{ср}}{c}$.

Здесь $\sigma_{ср}$ — средние давления на грани в $кГ/см^2$, φ — относительный угол наклона в стыке у рассматриваемой грани направляющей в *мк/см*.

Ширина грани, принимающая участие в работе,

$$c_p = c\sqrt{\frac{2\sigma_{ср} k}{\varphi c}}.$$

Расчеты показывают, что в суппортах токарных станков с узким мостом в ряде случаев в работе участвуют только части ширины (70—80%) граней передней и задней направляющей и наибольшие давления у кромок превышают средние в 2 раза и более.

Угол наклона салазок в передней φ_A и задней φ_C опорах для суппортов токарных станков определяется по формулам [29]:

$$\varphi_A \approx \frac{M(e-w)^3 10^4}{3EJe^2}\ мк/см,$$

$$\varphi_C \approx \frac{M(e^2-w^2)10^4}{6EJe}\ мк/см,$$

где J — сумма моментов инерции площади сечения моста каретки и поперечного суппорта в $см^4$; e — расстояние между направляющими каретки в *см*; $M = P_z y_p - P_y h$ — момент относительно оси x, расположенной на пересечении нейтральной оси поперечного сечения верхнего суппорта $O_1 y$ и вертикали $O_1 z$, проходящей через середину передней направляющей (рис. 113), в $кГ \cdot см$.

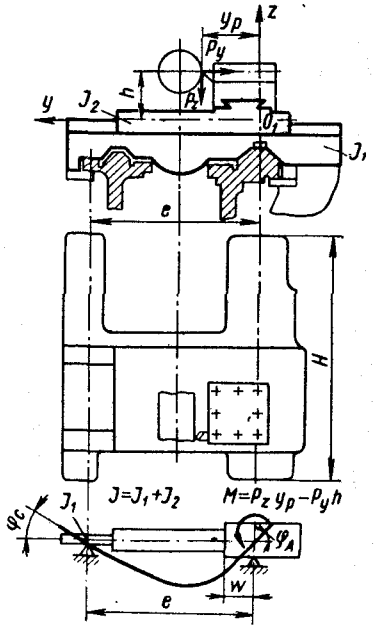


Рис. 113. Расчетная схема к определению собственных деформаций суппортов и распределению давлений по ширине направляющих

Каретка и поперечный суппорт рассматриваются как двухслойная балка, передняя часть каретки на участке присоединения фартука и резцедержателя принята абсолютно жесткой. Экспериментальное исследование показало хорошее совпадение результатов расчетов углов φ_A и φ_C по такой схеме с экспериментом.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ В НАПРАВЛЯЮЩИХ КРУГОВОГО ДВИЖЕНИЯ

Для расчета направляющих кругового движения в основном применяют условный расчет по номинальному давлению, определяемому делением вертикальной нагрузки на горизонтальную

проекцию площади направляющих:

$$\sigma = \frac{G_u + P_x + G_{пл}}{\pi D_1 b},$$

где G_u и $G_{пл}$ — вес изделия и планшайбы в *кГ*; D_1 и b — средний диаметр и проекция ширины направляющих на горизонтальную плоскость в *см*.

В станках с двумя направляющими вертикальную нагрузку на каждую направляющую ориентировочно определяют в предположении, что изделие и планшайба как бы разрезаны посредине между направляющими и каждая направляющая нагружена весом соответствующей части.

Ниже для станков с одной направляющей в дополнение к расчету по среднему давлению предлагается уточненный расчет по наибольшим давлениям. Наибольшие давления обычно имеют место у кромки направляющих в радиальном сечении, проходящем через наиболее нагруженный кулачок. Неравномерность распределения давлений по площади направляющих обусловливается: а) деформированием планшайб вследствие нагружения кососимметричной нагрузкой от сил резания и вследствие установки изделия на небольшом числе кулачков. Это вызывает неравномерное распределение давлений по длине направляющих; б) осесимметричным деформированием планшайб от веса изделия и сил резания вследствие несовпадения окружности расположения кулачков со средней окружностью направляющих, а также деформированием от сил зажима; в результате этого возникают высокие кромочные давления.

Наибольшие давления на краях направляющих приближенно определяются по формулам [29,54]:

если давление распределяется по всей ширине направляющих

$$\sigma_{max} = \frac{q_{max}}{b} + \frac{\theta_{max} b}{2k};$$

если давление распределяется не по всей ширине направляющих, т. е. при $\theta_{max} > \frac{2q_{max}k}{b^2}$:

$$\sigma_{max} = \sqrt{\frac{2\theta_{max} q_{max}}{k}},$$

где q_{max} — наибольшая погонная реакция направляющих[1] в *кГ/см*;

[1] При наличии клинообразующих скосов и средних скоростях скольжения принимается, что непосредственно соприкасающимися поверхностями направляющих воспринимается часть полной нагрузки $q = \frac{Q_{кр}}{\pi D_1}$, где $Q_{кр}$ — общая поддерживающая сила и в формулы вместо q_{max} поставляется $q_{max} = \frac{Q_{кр}}{\pi D_1}$.

θ_{max} — наибольший угол наклона планшайбы в среднем сечении направляющих в *мк/см*.

Нагрузка q_{max} и угол наклона θ_{max} определяются из рассмотрения планшайбы как круглой плиты на упругой кольцевой опоре [29,54,55]. Могут быть два основных расчетных случая: 1) нагрузка на планшайбу принимается в виде сосредоточенных сил под кулачками — расчетный случай для планшайб средних станков; 2) нагрузка принимается распределенной по всей окружности расположения кулачков — расчетный случай для планшайб тяжелых станков, так как для них характерна установка изделия на большом числе кулачков.

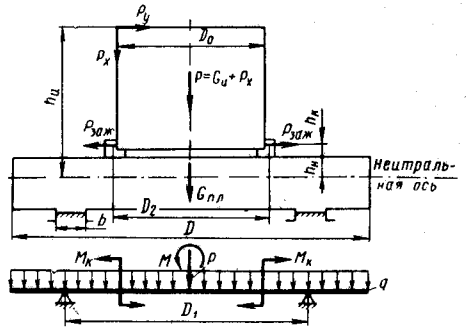


Рис. 114. Схема нагружения планшайбы

В отношении давлений в направляющих первый случай является наиболее неблагоприятным. Ниже рассматривается установка изделия на четыре кулачка

$$q_{max} = \frac{1}{\pi D_1}\left[P_x k'_x + G_u k'_G + P_z \frac{h_u}{D_2} k'_z\right] + \frac{G_{пл}}{\pi D_1} \text{ кГ/см};$$

$$\theta_{max} = \frac{10^4 D_1}{16\pi D_{пр}}\left[P_x k_x + G_u k_G + P_z \frac{h_u}{D_2} k_z\right] + \frac{M_к k'_к 10^4}{4\pi D_{пр}} \text{ мк/см}.$$

При рассмотрении нагрузки, распределенной по окружности расположения кулачков:

$$q_{max} \approx \frac{G_u + P_x}{\pi D_1} + \frac{4M}{\pi D_1^2} + \frac{G_{пл}}{\pi D_1} \text{ кГ/см};$$

$$\theta_{max} = \frac{10^4}{16\pi D_{пр}}\left[(G_u + P_x) D_1 k_p + 4M_к k_к + 4M k_м\right] \text{ мк/см},$$

где D_2 — средний диаметр расположения кулачков в *см* (рис. 114); h_u — расстояние от точки приложения силы резания до нейтральной плоскости планшайбы в *см*; $M_к$ — момент от силы зажатия кулачков в *кГ·см*; $M_к = P_{заж} z_к (h_к + h_н)$; $h_к$ и $h_н$ — расстояние от рабочей поверхности планшайбы до середины зажимной поверхности кулачков и до нейтральной плоскости планшайбы соответственно в *см*, $h_н = h_1 + \frac{t_{2пр} h'}{t_1 + t_{2пр}}$; $P_{заж}$ — сила зажатия на одном кулачке в *кГ*; $z_к$ — число кулачков; $M = \sqrt{(0{,}5 P_x D_0 \pm P_y h_u)^2 + (P_z h_u)^2}$ — момент от сил резания в *кГ·см* (знак минус — для наружного точения, плюс — для растачивания); D_0 — диаметр обработки в *см*; k_x, k_z, k_G, k_p, $k_к$, $k_м$, k'_x, k'_z, k'_G, $k'_к$ — коэффициенты,

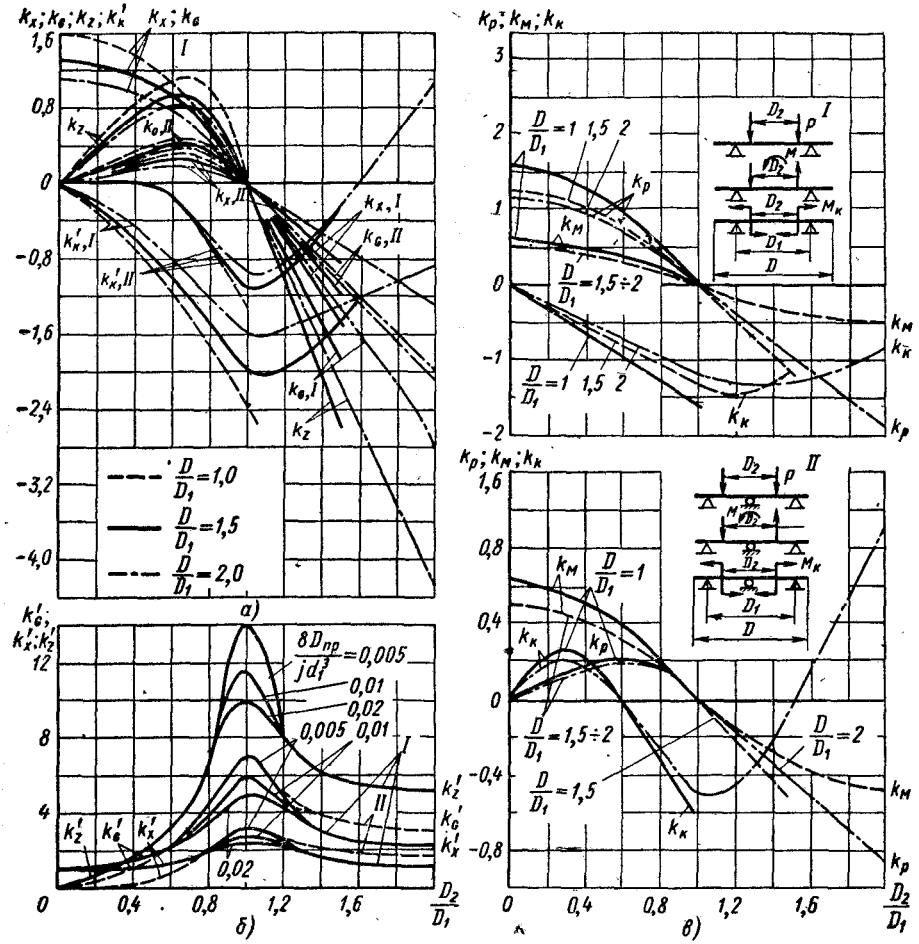


Рис. 115. Графики для определения коэффициентов k_x, k_G, k_z, k'_κ, k'_z, k'_x, k'_G, k_p, $k_м$, $k_к$ для расчета направляющих планшайб:

а и *б* — в предположении, что нагрузка на направляющие передается через четыре кулачка; *в* — в предположении, что нагрузка распределена по окружности кулачков (*I* — планшайба без центрального подпятника; *II* — планшайба с центральным подпятником).

определяемые по рис. 115. $D_{np}=\dfrac{D'_{np}}{1+\dfrac{16\pi D'_{np}(1{,}2+\mu)(1+\mu)}{EFz_pD}}$ — приведенная жесткость планшайбы в $кГ\cdot см$;

$$D'_{np}=\frac{Eh^2}{1-\mu^2}\,\frac{t_1t_{2np}}{t_1+t_{2np}}\ кГ\cdot см;$$

F — площадь поперечного сечения радиального ребра в $см^2$; z_p — число радиальных ребер; t_1 — толщина верхней стенки планшайбы в *см*; t_{2np} — приведенная толщина нижней стенки с окнами (рис. 116); h — расстояние между серединами верхней и нижней

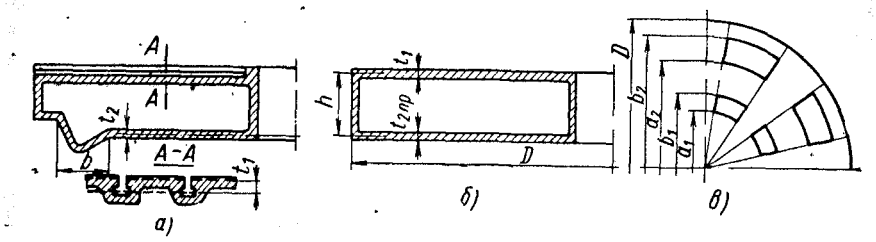


Рис. 116. Расчетные схемы для определения приведенной жесткости планшайбы:

а — действительная форма планшайбы; *б* — условная форма планшайбы; *в* — схема определения размеров, необходимых для вычисления

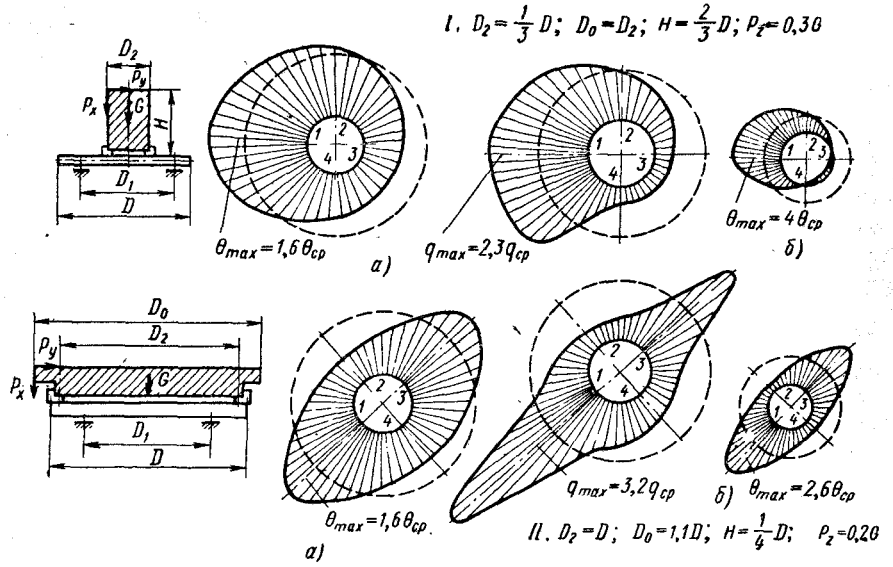


Рис. 117. Эпюры распределения по окружности углов наклона θ планшайб у средней окружности направляющих и реакций q направляющих при обработке изделий, установленных на четырех кулачках:

а — планшайба без центрального подпятника; *б* — планшайба с центральным подпятником; *1—4* — плоскости установки кулачков; принято, что вес изделия воспринимается кулачками *1* и *3*; $\frac{D}{D_1}=1{,}5$; $P_x=P_y=0{,}5\,P_z$

стенок в *см*; h_1 — расстояние от центра тяжести верхней стенки до рабочей поверхности планшайбы в *см*; μ — коэффициент Пуассона, для чугуна $\mu = 0\ 25$;

$$t_{2np}=t_2\left[1-1{,}2\sum_{i=1}^{i=n}\frac{\alpha_i}{2\pi}\,\frac{(b_i-a_i)}{D}\right],$$

где n — число рядов окон; α_i — суммарный центральный угол, занимаемый i-м рядом окон, в *рад*; D — наружный диаметр планшайбы в *см*; b_i и a_i — наружный и внутренний диаметр окон i-го ряда в *см*.

Если диаметр расположения кулачков близок к среднему диаметру направляющих, то погонная реакция направляющих зависит от соотношения жесткости планшайбы $D_{пр}$ и жесткости направляющих $j = \frac{10^4 b \cos\alpha}{k}$ (α — угол между направляющей и горизонтальной плоскостью).

На рис. 117 показаны примеры эпюр распределения давлений и эпюр углов наклона планшайб по средней окружности направляющих. Наибольшие давления в направляющих превышают средние в несколько раз.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРУГИХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В НАПРАВЛЯЮЩИХ [1]

Для упрощения расчетов упругое деформирование стыков рассматривается (на примере прямоугольных направляющих) в трех взаимно перпендикулярных плоскостях: в поперечной плоскости направляющих yz; в продольной плоскости xz (нормальной к плоскости направляющих) и в плоскости xy направляющих.

Приняты следующие дополнительные обозначения:

δ_x, δ_y, δ_z — упругие перемещения в направлении осей x, y, z в результате контактных деформаций в *мк*;

φ_x, φ_y, φ_z — углы поворота в стыке относительно осей x, y, z в *мк/см*.

В отличие от расчета давлений начало координат O_1 принято посредине между направляющими.

При вычислении упругих перемещений в большинстве случаев учитывают только силы резания. Вес узлов учитывается лишь при выяснении распределения нагрузок между гранями. Исключение представляют случаи, когда в процессе обработки существенно меняется положение центров тяжести перемещающихся узлов относительно направляющих. В этих случаях вес узла также учитывается наравне с силами резания.

Угол поворота салазок в поперечной плоскости в результате контактных деформаций определяется по следующим зависимостям (см. рис. 103):

$$\varphi_x = \frac{k(\sigma_A - \sigma_C)}{e} \quad \text{или} \quad \varphi_x = \frac{k(\sigma_A + \xi\sigma'_C)}{e'}.$$

[1] В данной главе рассматривается только расчет деформаций в направляющих узлов большой жесткости; расчет деформаций в направляющих ползунов приведен в разделе IV.

Первая формула используется при работе основных граней A и C ($\sigma_A > 0$, $\sigma_C > 0$), вторая при работе одной основной грани и одной планки ($\sigma_A > 0$, $\sigma'_C > 0$). Коэффициент ξ учитывает отгиб прижимной планки (рис. 118, *а*). В большинстве случаев он колеблется в пределах 1,5—2. Нижние значения при малых давлениях на планках ($\sigma \leqslant 3$ *кГ/см²*) и длинных планках, верхние — при больших давлениях ($\sigma = 10 \div 15$ *кГ/см²*) и коротких планках. Значения коэффициента ξ для планок с типовым соотношением размеров определяются по рис. 118, *б*. Для уточненных расчетов значения ξ могут быть определены по формулам [52].

Полный угол поворота салазок с учетом зазора

$$\varphi_{xn} = \varphi_x + \frac{\Delta}{e'}.$$

Упругие перемещения точки O_1 (начала координат) в направлении осей y и z составляют

$$\delta_{y0} = k\sigma_B, \quad \delta_{z0} = \frac{k(\sigma_A + \sigma_C)}{2}$$

или

$$\delta_{z0} = \frac{k(\xi\sigma'_C - \sigma_A)}{2}.$$

Упругие перемещения любой точки с координатами y_1 и z_1 определяются как сумма перемещений — поворота вокруг точки O_1 на угол φ_x и перемещения вместе с ней на величины δ_{y0} и δ_{z0}:

$$\delta_y = \delta_{y0} \pm \varphi_x z_1; \quad \delta_z = \delta_{z0} \pm \varphi_x y_1.$$

Упругое перемещение точки приложения нагрузки в направлении оси y

$$\delta_y = \delta_{y0} + \varphi_x z_p.$$

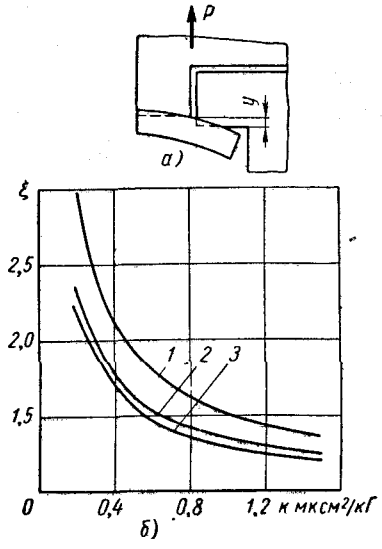


Рис. 118. Схема деформирования прижимной планки (*а*) и графики для определения коэффициента ξ, учитывающего податливость прижимных планок (*б*):

1 — для $l_1 = 1{,}25t$, $l_2 = 1{,}6t$; *2* — для $l_1 = t$, $l_2 = 1{,}6t$; *3* — для $l_1 = t$, $l_2 = 1{,}9t$

(t — толщина планки; l_1 — ширина подвижного стыка между станиной и планкой; l_2 — ширина затянутого стыка между кареткой и станиной).

Для комбинированных направляющих из одной призматической и одной плоской используются те же зависимости, только вместо σ_A подставляется давление на приведенной вертикальной грани: $\sigma'_{AB} = \sigma_A\cos\alpha + \sigma_B\cos\beta$, а вместо σ_B — давление на приведенной горизонтальной грани: $\sigma''_{AB} = \sigma_B\cos\alpha - \sigma_A\cos\beta$.

При повороте салазок в продольной плоскости направляющих возможны три случая распределения давлений по длине направляющих в зависимости от величины опрокидывающего момента M_y: 1) работают только основные грани, давления распределяются

по всей длине направляющих $\left(\text{при } \frac{M_y}{PL} \leqslant \frac{1}{6}\right)$; 2) работают только основные грани, но давления распределяются не по всей длине направляющих $\left(\text{при } \frac{1}{6} < \frac{M_y}{PL} < \frac{1}{2}\right)$; 3) работают основные грани и планки $\left(\text{при } \frac{M_y}{PL} > \frac{1}{2}\right)$.

Угол поворота салазок

$$\theta = \frac{12 M_y c_\varphi c_\Delta k}{(a+c) L^3} + \frac{\Delta}{L},$$

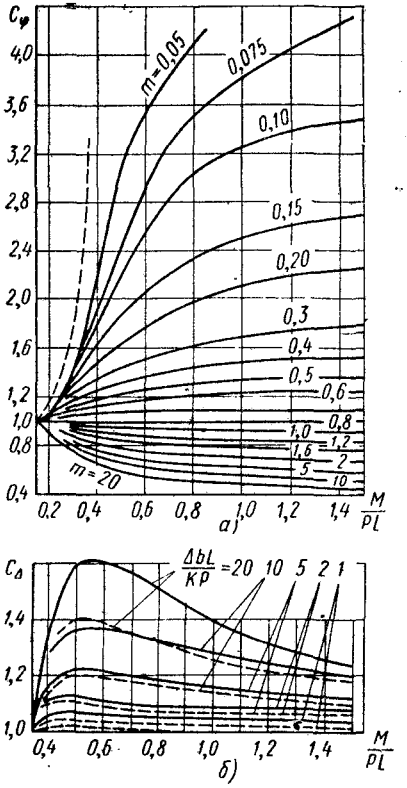


Рис. 119. Графики для определения коэффициентов c_φ и c_Δ; сплошные линии c_Δ — при определении угла поворота в плоскости направляющих xy ($m = 0{,}3 \div 1$); штриховые — в продольной плоскости направляющих xz ($m = 0{,}1 \div 0{,}3$)

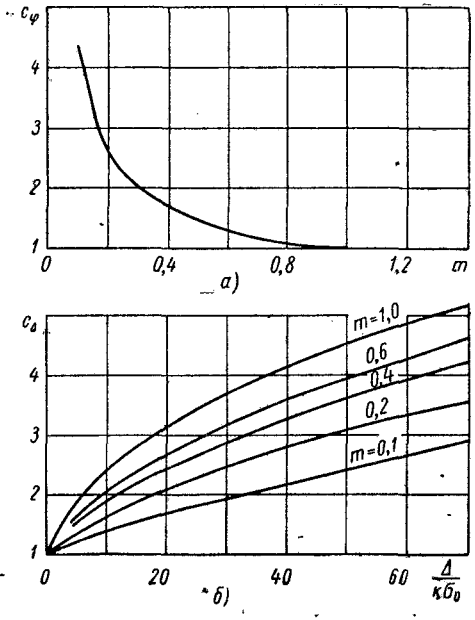


Рис. 120. Графики для определения коэффициентов c_φ и c_Δ для случая нагружения стыка только моментом M_y ($P = 0$) или M_z ($\sigma_0 = \frac{6M_y}{(a+c)L^2}$ — наибольшее номинальное давление в $кГ/см^2$; Δ — зазор в $мк$)

где c_φ — коэффициент, учитывающий распределение давлений по длине направляющих; для первого случая $c_\varphi = 1$, для второго значения c_φ определяются штриховой линией на рис. 119, *а*; для третьего — сплошными линиями в зависимости от отношения $m = \frac{a'}{\xi a}$; c_Δ — коэффициент, учитывающий перераспределение давлений по длине направляющих в зависимости от величины зазора и определяемый по рис. 119,*б* и 120, *б*.

Второе слагаемое учитывает влияние зазора и прибавляется только для третьего случая. Формула получена при рассмотрении условий равновесия и деформаций салазок с учетом зазоров и отгибания планок [1].

Угол поворота в плоскости направляющих yx определяется аналогично, только вместо $a + c$ подставляется ширина боковой грани b. При этом $m = \frac{1}{\xi}$, где ξ — коэффициент, учитывающий деформации клиньев или регулировочных планок [52]. Для хорошо пригнанных коротких клиньев $\xi = 2 \div 2{,}5$, для длинных $\xi = 4 \div 5$.

Упругие деформации в направляющих других форм определяются по тем же зависимостям, только вместо ширины граней a и c в формулы подставляется их приведенная ширина [49].

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАПРАВЛЯЮЩИХ И РАЗМЕРОВ ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ЖЕСТКОСТЬ И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ

В ряде случаев повышение жесткости направляющих является необходимым условием повышения точности станка. В частности, это относится к направляющим, для которых доля упругих перемещений в общем балансе сравнительно велика. Но даже для тех направляющих, для которых жесткость не является основным критерием, формы их, оптимальные в отношении жесткости, являются оптимальными в отношении износостойкости.

Наиболее равномерное распределение давлений между отдельными гранями обеспечивает наименьшие упругие перемещения, отнесенные к точке контакта инструмента и детали и благоприятно в отношении износа. Более равномерному распределению давлений соответствуют меньшие упругие деформации в стыках. В частности, чем меньше неравномерность распределения давлений в регулировочных планках, тем меньше упругие перемещения их; чем меньше отгибы прижимных планок, тем меньше кромочные давления; повышение местной жесткости направляющих и уменьшение погрешностей изготовления приводят к снижению как наибольших давлений, так и упругих перемещений. Приведенные ниже данные получены на основе сравнительных расчетов и экспериментов.

1. **Форма направляющих.** *Направляющие перемещения кареток токарных станков* (рис. 121, *а—в*). Наименьшие давления и упругие перемещения, приведенные к резцу, имеют место при симметрич-

[1] В разработанных ранее расчетах [29] отгибы направляющих и планок и влияние зазоров условно учитывались увеличением значений коэффициентов контактной податливости. Эти расчеты позволяли довольно точно рассчитывать жесткость стыков в средних условиях.

ной треугольной передней направляющей ($\alpha = 45°, \beta = 45°$), наибольшие — при прямоугольной [29]. При симметричной треугольной направляющей давления на наиболее нагруженной грани и упругие перемещения меньше, чем при несимметричной ($\alpha = 25°$, $\beta = 65°$), на 20—25% при равной ширине направляющей и до 15—20% при равной высоте. Местные деформации (отгибы) при симметричной форме передней направляющей также меньше, чем при несимметричной. При симметричной направляющей возникает опасность «подъема» суппорта по передней направляющей. Если суммарная сила, воспринимаемая передней направляющей, наклонена к вертикали на угол γ, равный или близкий к углу β наклона

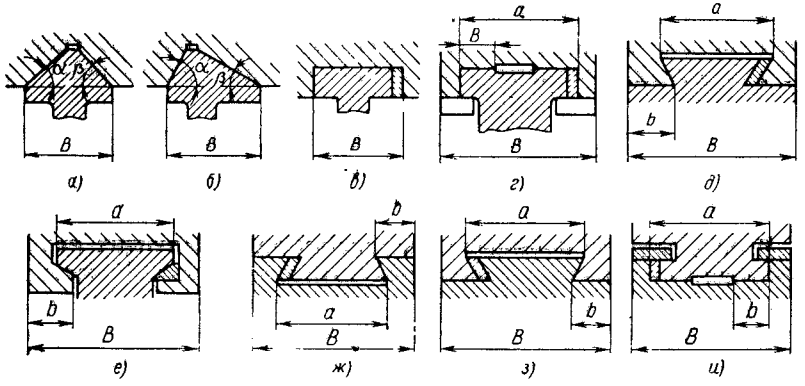


Рис. 121. Формы направляющих токарных и фрезерных станков

крутой грани, то при малейших толчках и вибрациях суппорт будет «подниматься» по направляющей:

$$\operatorname{ctg}\gamma = \frac{A\cos\alpha + B\cos\beta}{B\sin\beta - A\sin\alpha}.$$

Опасность «подъема» имеет место при малых диаметрах обработки и больших отношениях $\frac{P_y}{P_z}$.

Направляющие верхнего и поперечного суппортов токарного станка (рис. 121, *г*—*е*). Из трех применяемых форм направляющих верхнего суппорта — прямоугольных (рис. 121,*г*), с формой профиля «ласточкина хвоста» с углом 55° (рис. 121, *д*) и с углом 30° (рис. 121, *е*) прямоугольные направляющие имеют наибольшую жесткость, направляющие формы «ласточкина хвоста» с углом 55° — наименьшую. Однако из конструктивных соображений (наименьшие габариты в вертикальном направлении) в станках малых и средних размеров они получили наибольшее распространение. Для направляющих поперечного суппорта применение всех сравниваемых форм в отношении жесткости примерно равноценно.

Направляющие столов консольно-фрезерных станков (рис. 121, *ж* — *и*). Наиболее распространенная конструкция направляющих с формой профиля «ласточкина хвоста», в которой салазки охватывают стол (рис. 121, *ж*), не является лучшей в отношении жесткости и распределения давлений. В направляющих с охватывающим столом (рис. 121, *з*) давления и контактные перемещения значительно ниже [51]. Применение прямоугольных направляющих (рис. 121, *ж*) таких столов также приводит к существенному повышению жесткости. Ограниченное распространение этих направляющих объясняется конструктивными трудностями. Жесткость направляющих столов при нагружении на неклиновую сторону на 30—70% выше, чем при нагружении на клиновую.

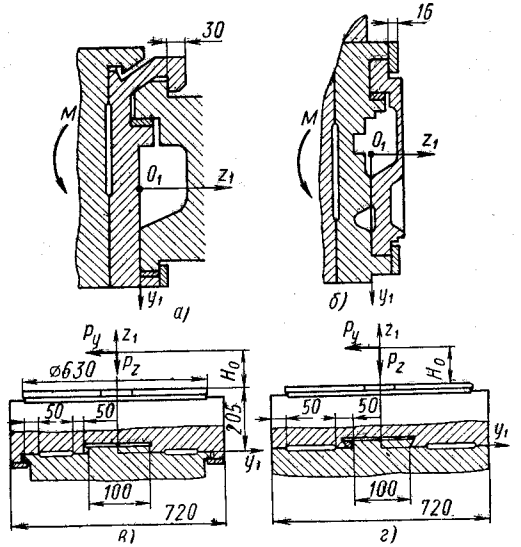


Рис. 122. Схема нагружения направляющих стола поперечно-строгального станка (*а* и *б*) и направляющих стола долбежного станка (*в* и *г*)

Направляющие столов поперечно-строгальных станков (для горизонтального перемещения). Эти направляющие имеют большие нагрузки на верхние планки и поэтому повысить их жесткость можно только при всемерном увеличении жесткости планки и стыка ее с корпусом. Поэтому жесткость направляющих по рис. 122,*а*, в которых планка большой толщины выполнена за одно с корпусом, в 1,5 раза выше жесткости направляющих с планкой обычного конструктивного выполнения (рис. 122,*б*).

Направляющие столов долбежных станков. Расчетное сравнение двух конструкций направляющих долбежного станка с длиной хода 320 *мм* (рис. 122, *в* и *г*) — прямоугольных и с формой профиля «ласточкина хвоста» — показывает, что жесткость их примерно одинакова [51]. Меньшие расчетные углы поворота в стыках имеют место при применении направляющих с формой профиля «ласточкина хвоста», а меньшее перемещение у вершины резца — при применении прямоугольно направляющих (из-за более благоприятного расположения центра упругого поворота).

Сравнение жесткости прямоугольных направляющих и направляющих с формой профиля «ласточкина хвоста». Жесткость направ-

ляющих этих форм зависит от величины и соотношения нагрузок, действующих на них, расположения направляющих относительно внешних нагрузок, а также от направления упругого перемещения, влияющего в наибольшей мере на точность изделия в данном станке. При малых опрокидывающих моментах, когда нагрузка воспринимается основными гранями, а планки не принимают участия в работе, жесткость направляющих обеих форм одинакова (при равных размерах направляющих). Если нагрузка воспринимается планками и вспомогательными гранями, то сравнение жесткости необходимо оценивать расчетом. Углы поворота в продольной плоскости направляющих и упругие перемещения, связанные с ними, для направляющих этих форм в среднем близки между собой и зависят от конструктивного выполнения прижимных планок и регулировочных элементов. Углы поворота в поперечной плоскости направляющих формы «ласточкина хвоста» сильно зависят от того, какими гранями воспринимаются нагрузки. При малых опрокидывающих моментах, когда работают две основные и одна наклонная грань, жесткость этих направляющих высока и близка к жесткости прямоугольных направляющих. При больших моментах и неблагоприятном соотношении сил по осям, когда работают две наклонные грани, и одна основная, жесткость направляющих формы «ласточкина хвоста» значительно ниже жесткости прямоугольных направляющих. В плоскости движения жесткость направляющих формы «ласточкина хвоста» также ниже, чем прямоугольных, при равной их высоте.

2. **Конструкции регулировочных элементов.** На рис. 123, *а* показано сравнение жесткости направляющих по форме профиля «ласточкин хвост» при разных конструкциях регулировочных элементов, полученное экспериментально на специальных каретках [52]. Наиболее жесткими являются направляющие, снабженные регулировочными планками с закреплением после регулировки. При правильном выборе числа зажимных винтов (чтобы силы трения были больше нагрузки на планку) жесткость грани с такой планкой близка к жесткости грани без регулировочного элемента. Жесткость грани с клином примерно в 2—2,5 раза ниже жесткости грани с закрепленной планкой. Жесткость грани с призматической планкой без закрепления после регулировки многократно ниже жесткости грани с закрепленной планкой или клином. Это объясняется неравномерным распределением давлений по длине планки вследствие ее низкой жесткости и очень высокой податливостью регулировочных винтов. В планках с плоскими лунками под винт, кроме того, имеет место скольжение планки относительно винта, которое приводит к увеличению зазора между планкой и станиной и вызывает дополнительные смещения в стыке (верхняя кривая, рис. 123,*а*).

Упругие деформации и давления в стыках регулировочных планок имеют резко неравномерный характер по длине — в сечениях под винтами они многократно выше, чем между ними (рис. 123,*б*). При большом расстоянии между винтами давления концентрируются на небольших участках около винтов. Увеличением толщины планок и количества регулировочных винтов можно существенно повысить жесткость соединения и снизить наибольшие давления, однако равномерного распределения давлений

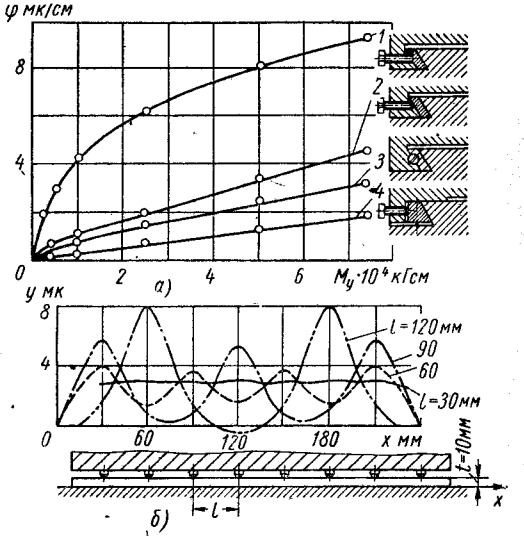


Рис. 123. Влияние конструкции регулировочного элемента на жесткость стыка с направляющими формы «ласточкина хвоста» (*а*) и упругие линии регулировочных планок при различном расстоянии *l* между винтами (*б*) при среднем давлении 16,7 *кГ/см*^{2} и толщине планки 10 *мм* (по экспериментальным данным):

1 — регулировка зазора призматической планкой с плоскими лунками; *2* — то же, с коническими лунками; *3* — клином; *4* — трапециевидной планкой с последующим закреплением

и упругих деформаций при реальном расстоянии между винтами достичь не удается. Эпюра упругих перемещений и давлений, близкая к равномерной, имеет место только при очень малых расстояниях *l* между винтами $\left(\frac{l}{t} = 3 \div 4\right.$, где t — толщина планки). Поэтому регулировочные элементы в виде призматических планок следует применять лишь в неответственных случаях для малонагруженных направляющих.

3. **Размеры прижимных планок.** Отгибы прижимных планок заметно сказываются на упругих перемещениях в направляющих. При типовых размерах планок упругие перемещения в стыках планки и корпуса в 1,5—2,5 раза выше, чем в стыках жестких деталей. С увеличением толщины планки в определенных пределах жесткость планок заметно повышается, однако чрезмерное увеличение толщины малоэффективно. Расчеты показывают, что в большинстве случаев толщина планок, рекомендуемая по нормали Н20—2, достаточна для обеспечения жесткости. Исключение представляет, когда планки воспринимают большие нагрузки, например в столах и ползунах поперечно-строгальных станков, в суппортах карусельных станков и т. д. В этих случаях толщину планок следует увеличивать или выполнять их заодно

с корпусом (см. рис. 122,*а*). Если планки не воспринимают нагрузок или воспринимают небольшие нагрузки, их можно выполнять короткими по концам направляющих. На рис. 124 показаны отношения $\frac{l_{раб}}{L}$ планок, где $l_{раб}$ — рабочая длина планки.

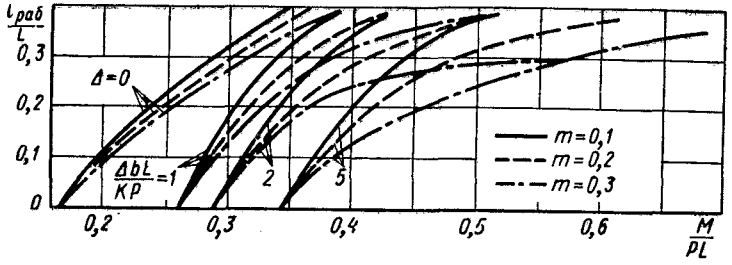


Рис. 124. Графики для определения работающей длины $l_{раб}$ прижимных планок

Глава IX. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАПРАВЛЯЮЩИХ СМЕШАННОГО ТРЕНИЯ

НАПРАВЛЯЮЩИЕ СМЕШАННОГО ТРЕНИЯ

Направляющие смешанного трения все еще являются наиболее распространенными и применяются для осуществления движений подачи в станках почти всех типов, несмотря на то, что они обладают серьезными недостатками (низкой износостойкостью, высоким коэффициентом трения и падающей характеристикой трения), вследствие которых трудно добиться равномерности медленных движений и высокой точности установочных перемещений. Их широкое применение объясняется простотой конструкции, относительно низкой стоимостью изготовления, высокой контактной жесткостью и демпфирующей способностью.

В связи с возросшими требованиями к точности и долговечности станков имеется тенденция к переходу во многих случаях от направляющих смешанного трения к более совершенным типам направляющих.

Направляющие смешанного трения в ближайшие годы по-прежнему будут применяться там, где вследствие трудности осуществления сбора масла невозможно применить более прогрессивные типы направляющих с циркуляционной системой смазки, а именно, для большинства направляющих токарных и консольно-фрезерных станков, для направляющих суппортов, ползунов и траверс продольно-фрезерных, продольно-строгальных и карусельных станков и т. д. Характерными особенностями направляющих смешанного трения являются: проточная — без сбора масла — система смазки; материалы пар трения с высоким сопротивлением износу; форма направляющих, соотношение размеров граней и конструкции регулировочных устройств, обеспечивающие минимальное влияние износа на точность траектории подвижного узла и дающие возможность компенсации износа.

Система маслораспределения должна способствовать максимальному увеличению доли жидкостного (гидродинамического) трения. С этой целью в качестве основных приняты поперечные смазочные канавки, не разрывающие эпюры давления в поперечном сечении направляющих. Рекомендуемые формы смазочных канавок даны в нормали станкостроения Н20—6 — (рис. 125 и табл. 29).

Таблица 29

Размеры смазочных канавок в *мм*

B	a	a_1	a_2	R
От 20 до 40	1,5	3	4—6	0,5
Св. 40 » 60	1,5	3	6—8	0,5
» 60 » 80	3	6	8—10	1,5
» 80 » 100	3	6	10—12	1,5
» 100 » 150	5	10	14—18	2
» 150 » 200	5	10	20—25	2
» 200 » 300	5	14	30—50	3

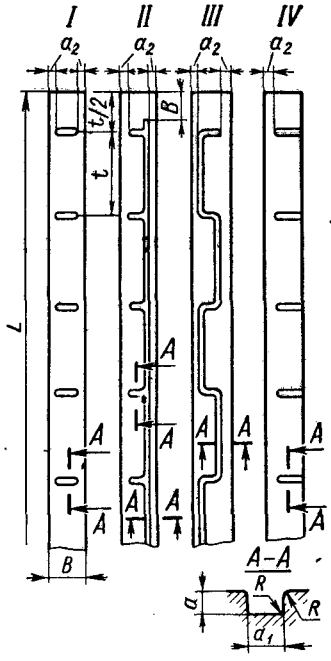


Рис. 125. Типы смазочных канавок

Канавки типа I (предпочтительный вариант) применяют при возможности подвода масла в каждую канавку. Канавки типа II применяют для горизонтальных направляющих при невозможности подвода масла в каждую поперечную канавку. В случае вертикально или наклонно расположенной грани направляющей продольную канавку делают в верхней части данной грани. При подводе масла со стороны узла с более короткими направляющими (обычно — подвижного узла) масло подается на поверхность трения через одно или несколько отверстий, выходящих в продольную канавку.

Направляющие перемещаемого узла в крайнем его положении, как правило, не должны свешиваться с направляющих

неподвижного узла. Если это условие не соблюдается, то свешивающиеся части направляющих должны выполняться без канавок.

При подводе масла со стороны узла с более длинными направляющими (станины), не имеющими канавок, масло подается на поверхность трения через необнажаемые отверстия, выходящие в продольную канавку, расположенную на направляющей подвижного узла (стола).

Канавки типа III применяют для вертикальных направляющих. Масло подводится через одно или несколько отверстий, выходящих в смазочную канавку в верхней части. Канавки типа IV применяют в тех случаях, когда подвод масла с соседней выше расположенной грани осуществляется стоком.

Расчет направляющих по характеристикам трения

Направляющие смешанного трения рассчитывают по допускаемым давлениям (см. гл. VIII) и по характеристикам трения. Первый является условным расчетом и позволяет в расчетной форме использовать опыт конструирования станков. Второй расчет, основанный на изучении механизма смешанного трения

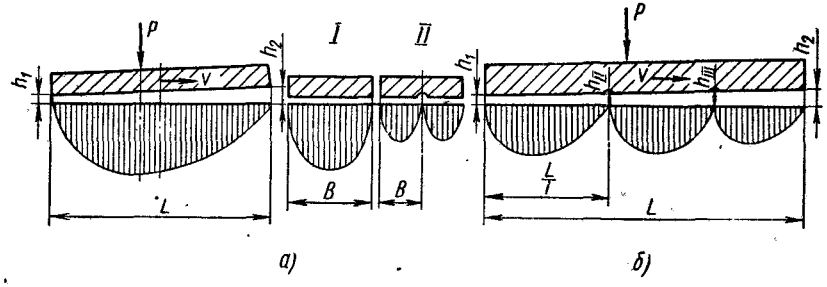


Рис. 126. Эпюры гидродинамического давления в смазочном слое направляющих:

а — влияние продольных канавок (*I* — без канавок, *II* — с одной продольной канавкой); *б* — поперечных канавок

[58, 59], ведется по критерию максимального использования гидродинамической подъемной силы в условиях смешанного трения. Оценкой режима смешанного трения служит величина безразмерного параметра — относительной характеристики режима работы.

Как указывалось выше, имеется оптимум числа поперечных канавок, при котором условия создания гидродинамической подъемной силы наиболее благоприятны. Это видно из следующего.

На основании формул (2) и (6) [59] и рис. 126 определим характеристику режима работы (см. гл. II):

$$\lambda = \frac{\mu v}{\sigma} = 1175 \cdot 10^3 \frac{1+\left(\frac{L}{B}\right)^2}{Lc_p'} h_1^2, \qquad (1)$$

где c_p — коэффициент, зависящий от величины $\frac{h_2}{h_1}$.

Каретка при движении наклоняется, причем ее наклон увеличивается с повышением скорости. Максимум значения c_p, а следовательно, и поддерживающей силы P соответствует оптимальному наклону каретки $\frac{h_2}{h_1} = 2{,}2$. При этом $c_p = 0{,}16$.

При критическом значении скорости $v = v_{кр}$ (или $\lambda = \lambda_{кр}$), когда наименьшая толщина масляного слоя $h_1 = h_{кр}$ достаточна для обеспечения условий жидкостного трения, наклон каретки также будет оптимальным.

Таким образом,

$$\lambda_{кр} = 1175 \cdot 10^3 \frac{1+\left(\frac{L}{B}\right)^2}{Lc_p} h_{кр}^2. \qquad (2)$$

Расчетные величины $h_{кр}$, полученные путем обработки большого числа экспериментальных данных [58, 66] в соответствии с формулой (2), даны в табл. 30.

Таблица 30

Значения расчетных коэффициентов

Материал*	Коэффициент трения		K_t	K_v****	$h_{кр}$
	f_t min**	f_v min***			
Чугун СЧ 21-40; *НВ* 180 . . .	0,26	0,25	0,01	0,88	0,005
Чугун СЧ 21-40; *HRC* 45 . . .	0,27	0,23	0,0	0,88	0,005
Сталь 45; *HRC* 50	0,30	0,28	0,0	0,89	0,006
Бронза Бр. ОЦС 6-6-3	0,25	0,22	0,01	0,86	0,005
Цинковый сплав ЦАМ 10-5 . .	0,19	0,15	0,02	0,80	0,004
Баббит Б16	0,24	0,19	0,015	0,84	0,004
Текстолит ПТ	0,31	0,27	0,015	0,89	0,006
Гетинакс	0,33	0,27	0,02	0,89	0,006
Винипласт	0,31	0,27	0,015	0,89	0,005
Полиамид 68	0,32	0,25	0,035	0,88	0,006
Капрон Б	0,33	0,28	0,037	0,89	0,006

* Сопряженная направляющая — чугун СЧ 21-40, смазка — масло индустриальное 45. Поверхности трения — шлифованные или шабреные.

** f_t min — коэффициент трения покоя при времени неподвижного контакта $t = 2$ *сек*.

*** f_v min — коэффициент трения движения при скорости скольжения $v = 1$ *мм/мин*.

**** $K_v = 1 - \frac{f_{ж}}{f_v \text{ min}}$

Влияние продольных смазочных канавок учитываем тем, что в формулу (2) подставляем не ширину всей направляющей, а большее расстояние от края направляющей до канавки.

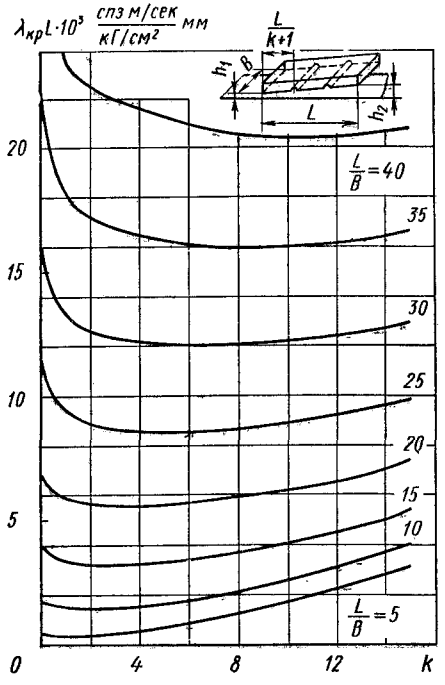
При наличии на направляющих поперечных канавок величина $\lambda_{кр}$ определяется следующим образом. Пусть направляющая разделена поперечными канавками на i частей (опор). Тогда при наклоне направляющей полная гидродинамическая поддерживающая сила P будет равна сумме поддерживающих сил каждой опоры (рис. 126, *б*), т. е.

$$P = \frac{1}{981 \cdot 10^4} \cdot \frac{2\mu v L^2 c_1}{3i^2}\left(\frac{c_{p1}}{h_1^3} + \frac{c_{p2}}{h_{II}^3} + \ldots\right), \qquad (3)$$

где c_{p1}, c_{p2}, ... — коэффициенты, зависящие соответственно от

$$\frac{h_{II}}{h_1}, \quad \frac{h_{III}}{h_{II}} \quad \text{и т. д.,}$$

а $c_1 = \frac{5}{4} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{L}{iB}\right)^2}$.



Гис. 127. Зависимость $\lambda_{кр}L$ от числа поперечных канавок k на направляющих для различных отношений $\frac{L}{B}$ при $h_1 = h_{кр} = 0{,}005$ *мм*.

(При других значениях $h_{кр}$ следует полученную по графику величину $\lambda_{кр}L$ умножить на отношение $\left(\frac{h_{кр}}{0{,}005}\right)^2$

Вблизи каждой поперечной канавки образуется небольшой дополнительный масляный клин (вследствие наличия скругления). Поэтому площадь эпюры давления в продольном сечении несколько увеличивается. Приняв, что это увеличение составляет n %, вводим в знаменатель соответствующую поправку $\left(1 + \frac{n}{100} i\right)$.

Окончательно получаем

$$\lambda_{кр} = 1175 \cdot 10^2 \frac{i^2\left[1 + \left(\frac{L}{iB}\right)^2\right]}{LC_к} h_{кр}^3; \qquad (4)$$

$$C_к = \left(c_{p1} + c_{p2}\frac{h_{кр}^3}{h_{II}^3} + \ldots\right)\left(1 + \frac{n}{100} i\right). \qquad (5)$$

Значения коэффициента $C_к$ для различного числа канавок (число канавок $k = i - 1$) при $n = 3\%$ даны ниже.

k	0	1	2	3	4	5
$C_к$	0,165	0,198	0,210	0,216	0,220	0,225
k	7	9	11	13	15	
$C_к$	0,234	0,243	0,249	0,257	0,263	

График на рис. 127, построенный по формуле (4), позволяет определять величину $\lambda_{кр}$ и назначать оптимальное число поперечных смазочных канавок из условия минимальной величины $\lambda_{кр}$.

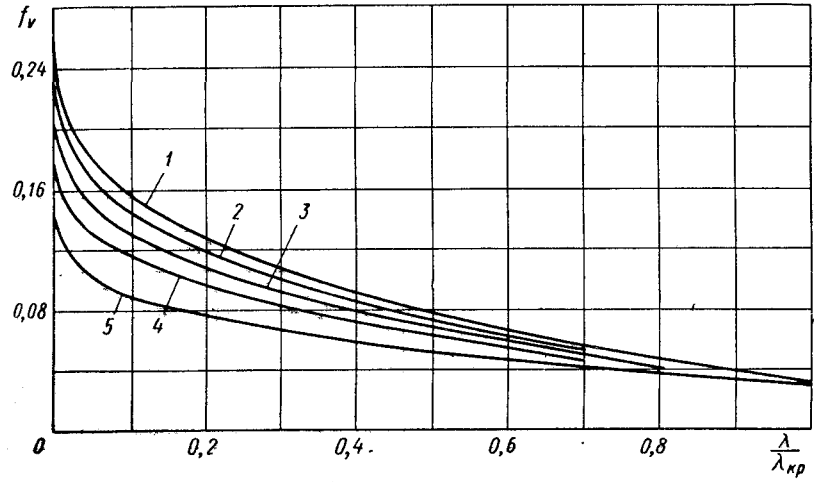


Рис. 128. Зависимость коэффициента f_v трения от относительной характеристики $\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$ режима работы для различных материалов (при трении по чугуну СЧ 21-40, смазка — индустриальное 45):

1 — текстолит ПТ; *2* — чугун СЧ 21-40; *3* — бронза Бр. ОЦС 6-6-3; *4* — баббит Б-16; *5* — цинковый сплав ЦАМ 10-5

Величина критической скорости

$$v_{кр} = \frac{\lambda_{кр}\sigma}{\mu}. \qquad (6)$$

Вычислив по заданному режиму работы направляющих величину λ и по формуле (4) величину $\lambda_{кр}$ и определив $\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$, можно

вычислить коэффициент смешанного трения по формуле (4) (см. гл. II) или определить по рис. 128. Все расчетные формулы сведены в табл. 31.

Таблица 31

Расчет критического режима работы и коэффициента трения в направляющих подач

Исходные данные: длина направляющей L *мм*; ширина направляющей (см. примечание 2) B *мм*; среднее давление (см. примечание 1) σ *кГ/см²*; скорость скольжения v *м/сек*; вязкость масла при рабочей температуре (см. примечание 3 и рис. 129) μ *спз*	
Характеристика режима работы, соответствующая заданным μ, v и σ	$\lambda = \frac{\mu v}{\sigma}\left[\frac{спз \cdot м/сек}{кГ/см^2}\right]$
Критическая минимальная толщина масляного слоя, при которой $f_v = f_{ж}$ и $\lambda = \lambda_{кр}$	$h_{кр}$ [*мм*] (см. табл. 30)
Число поперечных смазочных канавок	k (см. рис. 127)
Критическая характеристика режима работы, соответствующая $f_v = f_{ж}$, т. е. граница жидкостного трения	$\lambda_{кр} = 1175 \cdot 10^3 \frac{i^2\left[1+\left(\frac{L}{iB}\right)^2\right]}{LC_к} h_{кр}^2$ $i = k + 1$ (см. рис. 127)
Критическая скорость скольжения	$v_{кр} = \frac{\lambda_{кр}\sigma}{\mu}$ [*м/сек*]
Относительная характеристика режима работы	$\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$
Коэффициент трения	$f_v = f_{v\min}\left[1 - K_v \sqrt[3]{\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}}\right]$ (см. рис. 128) $f_{v\min}$, $K_v = 1 - \frac{f_{ж}}{f_{v\min}}$ (см. табл. 30)

Примечания: 1. Расчет производится по наиболее нагруженной грани направляющих.

2. При наличии продольных смазочных канавок под шириной B понимается большее расстояние от края направляющей до канавки.

3. Для направляющих подач, смазываемых от отдельной системы смазки, рабочую температуру масла $t_м$ следует принимать равной температуре окружающей среды $t_в$, т. е. 20° С. Для направляющих подач, смазываемых от гидросистемы (шлифовальные станки), рабочую температуру масла на направляющих следует принимать $t_м = t_в + (5 \div 8)°$.

Пример расчета. Определить число поперечных смазочных канавок, относительные характеристики режима работы и коэффициенты трения для направляющих стола расточного станка (пара трения чугун — чугун) при скоростях $v = 100$ *мм/мин* и $v = 500$ *мм/мин*. Размеры каждой направляющей: $L = 750$ *мм*, $B = 50$ *мм*. Давление $\sigma = 1{,}9$ *кГ/см²*. Смазка — масло индустриальное 45, вязкость μ_{20} — 280 *спз* (рис. 129).

1. Число поперечных смазочных канавок в соответствии с графиком рис. 127 выбираем $k = 3$ (минимум кривой для $\frac{L}{B} = \frac{750}{50} = 15$).

2. Определяем λ по заданным режимам работы:

$$\lambda_{v=100} = \frac{\mu v}{\sigma} = 0{,}246 \ \frac{спз \cdot м/сек}{кГ/см^2}; \quad \lambda_{v=500} = 1{,}23 \ \frac{спз \cdot м/сек}{кГ/см^2}.$$

3. Находим $h_{кр}$ для пары трения чугун — чугун. По табл. 30, $h_{кр} = 0{,}005$ *мм*.

4. Определяем $\lambda_{кр}$ по графику рис. 127. Для $\frac{L}{B} = 15$ и $k = 3$, $\lambda_{кр} L = 3{,}25 \cdot 10^3$. Откуда $\lambda_{кр} = \frac{\lambda_{кр} L}{L} = 4{,}35 \ \frac{спз \cdot м/сек}{кГ/см^2}$.

5. Определяем относительные характеристики режима работы:

$$\frac{\lambda_{v=100}}{\lambda_{кр}} = 0{,}06; \quad \frac{\lambda_{v=500}}{\lambda_{кр}} = 0{,}28.$$

6. Определяем f_v по графику рис. 128:

$$f_{v=100} = 0{,}16; \quad f_{v=500} = 0{,}10$$

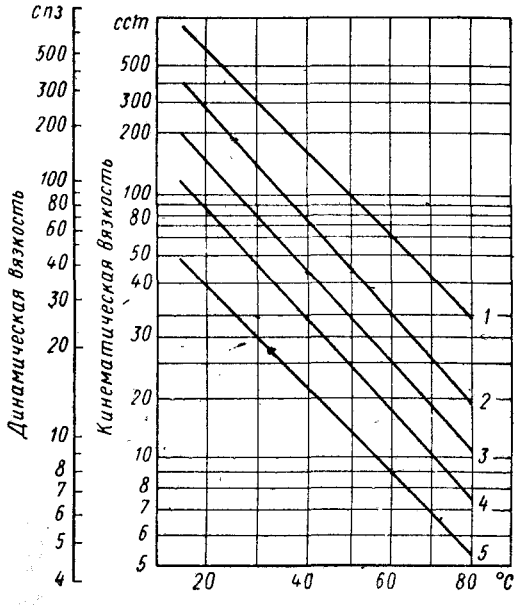


Рис. 129. Вязкость масел, применяемых для смазки направляющих:

1 — автотракторное АК-15; *2* — индустриальное 45; *3* — индустриальное 30; *4* — индустриальное 20; *5* — индустриальное 12

В тех случаях, когда к точности траектории подвижного узла предъявляются исключительно высокие требования (станки класса В и выше) и когда результаты расчета показывают, что отношение $\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$ близко к единице, т. е. режим трения близок к гидродинамическому (это может иметь место, например, у направляющих плоскошлифовального станка вследствие относительно высокой скорости движения), следует уменьшить величину $\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$ путем увеличения (против оптимального) числа поперечных смазочных канавок, уменьшения ширины направляющих, применения менее вязкого масла и т. д. Тем самым будет уменьшена гидродинамическая подъемная сила и уменьшено всплывание подвижного узла. При этом, однако, увеличится коэффициент трения и несколько повысится интенсивность изнашивания направляющих.

НАПРАВЛЯЮЩИЕ СМЕШАННОГО ТРЕНИЯ С ГИДРОРАЗГРУЗКОЙ

Простейшая система гидроразгрузки показана на рис. 130. К закрытым масляным карманам подводится масло под давлением, регулируемым переливным клапаном (или другим путем). Величина давления должна быть такой, чтобы при действии на направляющие даже минимальной рабочей нагрузки не происходило отрыва верхней направляющей ни на одном участке контактирующих поверхностей. Очевидно, что гидроразгрузка должна применяться только для горизонтальных незамкнутых (без планок) направляющих.

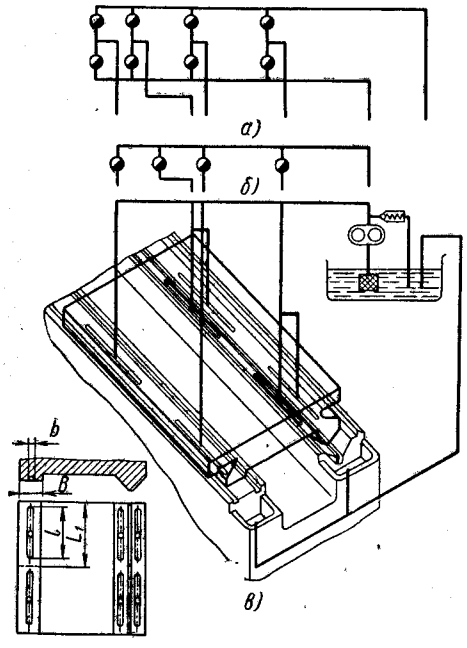


Рис. 130. Схемы различных вариантов гидроразгрузки:

а — с раздельным регулированием давления в карманах при помощи двух дросселей и слива для каждого кармана; *б* — с раздельным регулированием давления в карманах при помощи индивидуальных дросселей; *в* — с общим регулированием давления

При наличии гидроразгрузки направляющие подвижного узла (стола, суппорта и т. д.) удобно рассматривать состоящими из ряда опор, каждая из которых включает карман с прилегающим к нему участком направляющей. Сила гидроразгрузки, создаваемая каждым участком, зависит от давления масла в кармане и эффективной площади, на которую это давление распространяется.

Нагрузка на направляющие слагается из веса подвижного узла, веса заготовки и силы резания. Распределение нагрузки между опорами (участками направляющих) зависит от расположения нагрузки и от жесткости корпусных деталей (станины, стола). При равномерном распределении нагрузки на направляющие силы гидроразгрузки на всех опорах должны быть равны, что достигается подводом масла ко всем карманам под одним давлением и выполнением всех опор и карманов одинаковой формы и размеров. При неравномерном распределении нагрузки на направляющие сила разгрузки на каждой опоре должна соответствовать доле воспринимаемой ею нагрузки. Это может быть осуществлено путем придания карманам и опорам различных размеров, т. е. за счет различной эффективной площади, на которую распространяется давление масла, либо подводом масла к каждому карману под различным давлением.

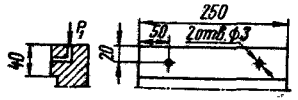
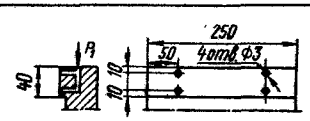
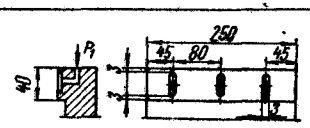
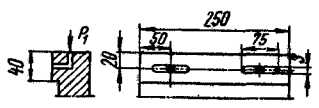
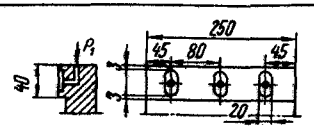
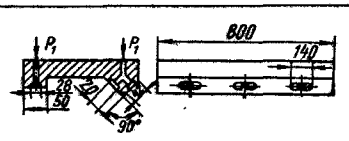
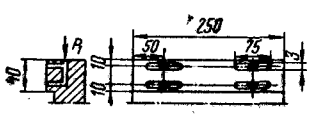
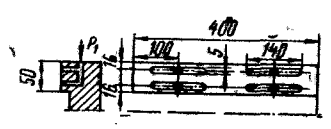
Раздельное регулирование давления масла в карманах при помощи дросселей, каждый из которых установлен на входе в карман или группу карманов (рис. 130, *б*) часто не дает хороших результатов, так как при работе в режиме гидроразгрузки, т. е. при непосредственном контактировании поверхностей направляющих, расход масла настолько мал, что не обеспечивает стабильной работы дросселей. Поэтому при необходимости раздельного регулирования целесообразно применять схему по рис. 130, *а*. Применение двух дросселей и слива для каждого кармана обеспечивает четкую и стабильную работу дросселей вследствие достаточно большого расхода масла, перепускаемого на слив, и вместе с тем тонкое регулирование давления масла в карманах даже при очень малом количестве масла, протекающего через направляющие.

Режим гидроразгрузки качественно отличается от гидростатического режима наличием непосредственного контакта сопряженных направляющих. При идеально гладких и плоских направляющих, контактирующих друг с другом, расход масла из карманов (или канавок) должен полностью отсутствовать, а эффективная площадь, на которую распространяется давление масла, должна быть равна площади кармана (или канавок). В действительности контактирующие поверхности направляющих всегда имеют микро- и макронеровности, через которые протекает масло. Поэтому эффективная площадь, на которую распространяется давление масла, оказывается значительно больше площади карманов (или канавок).

На основании экспериментального изучения направляющих с гидроразгрузкой установлено следующее. С повышением давления масла p контактная жесткость направляющих понижается. Коэффициент трения f с возрастанием p снижается по линейному закону (см. рис. 17). Сила гидроразгрузки $P_г = C_F F p_1$ полностью уравновешивает нагрузку на опору P, когда давление масла p_1 достигает критической величины $p_{кр}$, т. е. $P = C_F F p_{кр}$. При этом коэффициент трения становится близким к нулю и каретка начинает всплывать. Определив экспериментально $p_{кр}$ (пересечение продолжения прямых $f = \psi(p_1)$ с осью абсцисс на рис. 17), можно определить C_F.

В табл. 32 представлены результаты экспериментального определения коэффициента несущей поверхности при гидроразгрузке C_F. Величина C_F может служить критерием при оценке опор с масляными карманами различной формы: чем больше C_F, тем больше сила гидроразгрузки при заданном давлении масла в кармане. Однако этот критерий недостаточен и должен быть дополнен другим критерием — отношением $\frac{F_к}{F}$, где $F_к$ — площадь кармана

Таблица 32

Варианты	Форма масляных карманов	Площадь в $см^2$		$\frac{F_к}{F}$ в %	C_F	
		опоры F	кармана $F_к$		Экспериментальные значения	Расчетные значения
1		50	—	—	0,09	—
2		50	—	—	0,14	—
3		33,3	1,0	3,0	0,25	0,22
4		50	2,23	4,5	0,33	0,25
5		33,3	5,94	17,8	0,35	0,33
6		120	34,35	28,6	0,43	0,42
7		50	4,5	9,0	0,50	0,50
8		100	14,0	14,0	0,50	0,50

(при сплошном кармане) или площадь канавок; F — площадь опоры.

В самом деле, можно выполнить карман в виде сплошного колодца, площадь которого близка к площади опоры; при этом контактирующая поверхность будет представлять собой тонкую кромку, идущую по периметру опоры. Такая опора будет иметь коэффициент несущей поверхности, близкий к единице, однако надежность ее работы будет низкой, так как при выходе из строя системы смазки может произойти задир на направляющих, имеющих малую несущую поверхность.

Подвод масла на поверхности трения прямо через отверстия (вариант 1 и 2, табл. 32) мало эффективен, так как давление масла не распространяется на значительную площадь ($C_F = 0{,}09 \div 0{,}14$). Подвод масла через поперечные канавки (вариант 3) несколько лучше ($C_F = 0{,}25$), но тоже недостаточно эффективен. Кроме того, существенный недостаток поперечных канавок — малые перемычки (в связи с тем, что ширина направляющих ограничена). При шабрении эти перемычки часто занижаются, что приводит к повышенной утечке масла в стороны и к снижению гидростатического давления. К этому же приводит неравномерный износ направляющих. Поэтому в системах с гидроразгрузкой следует избегать поперечных канавок. Одна продольная канавка (вариант 4) более эффективна ($C_F = 0{,}33$) и не имеет указанного выше недостатка. Поперечные и продольные карманы (варианты 5 и 6) позволяют получить значительный коэффициент несущей поверхности; однако они существенно уменьшают рабочую поверхность направляющих и образуют малые перемычки у краев направляющих, т. е. не обеспечивают высокой надежности работы направляющих. Весьма эффективны две параллельные продольные канавки в каждой опоре (варианты 7 и 8), они обеспечивают высокое значение коэффициента несущей поверхности ($C_F = 0{,}5$) при сохранении значительной поверхности контакта $\left(\frac{F_к}{F} = \right.$ $\left. = 0{,}09 \div 0{,}14\right)$.

Как и следовало ожидать, экспериментальные значения коэффициентов несущей поверхности при гидроразгрузке меньше, чем при режиме гидростатики. Это объясняется тем, что при гидростатическом режиме поверхности направляющих разделены слоем масла и поэтому гидростатическое давление распространяется по всей поверхности опоры, причем оно падает от p_1 на контуре кармана до нуля на контуре опоры. При гидроразгрузке сопротивление, оказываемое при прохождении масла через каналы, образованные поверхностными неровностями, настолько велико, что практически давление распространяется только на часть поверхности опоры.

Следовательно, сила гидроразгрузки больше, чем $p_1 lb$, т. е. больше, чем вычисленная по площади кармана, и меньше, чем

$p_1L_1BC_F$, где C_F определено по формуле (2) в гл. XI для гидростатики. Принимая для силы гидроразгрузки среднее из этих двух значений, получаем коэффициент несущей поверхности для гидроразгрузки:

$$C_F=\frac{1}{12L_1B}(2L_1B+lB+8lb+L_1b). \quad (7)$$

Сопоставление результатов вычисления C_F по этой формуле с экспериментальными данными показало удовлетворительное совпадение.

Расчет направляющих с гидроразгрузкой. По характеру нагружения направляющие с гидроразгрузкой можно разделить на три группы.

1. Нагрузка на направляющие близка к равномерной и почти не изменяется (диапазон изменения $Д=\frac{N_{max}}{N_{min}}<1{,}3$). Например, нагрузка на направляющие создается в основном равномерно распределенным весом перемещающегося узла (стола, стойки, бабки); вес заготовки постоянный или небольшой, сила резания относительно мала. Для направляющих этой группы при достаточной жесткости корпусных деталей целесообразно применять систему смазки по схеме рис. 130, *в* с настройкой на постоянное и одинаковое для всех опор давление масла.

2. Нагрузка на направляющие близка к равномерной и изменяется в некоторых пределах $\left(Д=\frac{N_{max}}{N_{min}}>1{,}3\right)$. Например, нагрузка на направляющие создается в основном равномерно распределенным весом перемещающегося узла и равномерно распределенным весом заготовки, причем вес заготовки соизмерим с весом перемещающегося узла и может изменяться в некоторых пределах. Сила резания относительно мала. Для направляющих этой группы также целесообразно применить систему смазки по схеме рис. 130, *в*, но с общим регулированием давления в опорах, в зависимости от нагрузки (например, от веса заготовки). Для удобства работы на станке регулятор давления рекомендуется вывести на пульт управления.

3. Нагрузка на направляющие неравномерна и постоянна или неравномерна и непостоянна, причем минимальная нагрузка на наименее нагруженном участке направляющих всегда больше нуля. Неравномерность нагрузки может быть связана с неравномерностью распределения веса перемещаемого узла и заготовки или с опрокидывающим моментом, создаваемым силой резания. Для этой группы направляющих необходимо применять систему смазки по схеме рис. 130, *а* с раздельным и общим регулированием давления масла в каждой опоре.

Расчет и проектирование направляющих с гидроразгрузкой рекомендуется производить в указанной ниже последовательности.

1. Выбираем форму и размеры направляющих. Среднее давление на направляющие не должно превышать более чем на 30% общепринятое для данного типа станка (без гидроразгрузки).

2. Выбираем число опор (карманов). При длине направляющих подвижного узла до 2 *м* число опор по длине следует принимать в пределах от двух до четырех; при длине направляющих свыше 2 *м* длину опор следует принимать от 0,5 до 1,5 *м*; бóльшие длины опор — при равномерной нагрузке на направляющие и высокой жесткости корпусных деталей, меньшие длины опор — при неравномерной нагрузке направляющих и малой жесткости корпусных деталей.

3. Выбираем форму и размеры масляных карманов в соответствии с табл. 35 и рис. 150 гл. XI.

4. Определяем коэффициент несущей поверхности опоры по формуле (7).

5. Выбираем коэффициент разгрузки α_p, равный отношению силы гидроразгрузки на одну опору $P_г$ к нагрузке на эту опору P. В среднем следует принимать $\alpha_p=\frac{P_г}{P}=0{,}7$.

6. Определяем коэффициент трения в направляющих с гидроразгрузкой:

$$f_г\approx f(1-\alpha_p), \quad (8)$$

где f — коэффициент трения при тех же условиях, но без гидроразгрузки (табл. 30).

Формула (8) применима для определения коэффициента трения покоя и движения при малых скоростях (до $v = 50$ *мм/мин*).

7. Определяем нагрузку P на одну опору.

8. Определяем давление масла в карманах:

$$p_1=\frac{\alpha_pP}{C_FF}, \quad (9)$$

где F — площадь опоры в *см*^{2} ($F = L_1B$, рис. 130).

Пример расчета направляющих с гидроразгрузкой см. в работе [62].

НАПРАВЛЯЮЩИЕ СМЕШАННОГО ТРЕНИЯ С МЕХАНИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ

В случаях, когда целесообразно применение разгрузки направляющих, а осуществление циркуляционной системы смазки невозможно или затруднительно, может быть применена механическая разгрузка при помощи роликов, поджимаемых пружиной или давлением масла. Этот метод разгрузки находит применение для направляющих столов расточных, координатно-расточных и копировально-фрезерных станков. В некоторых случаях он

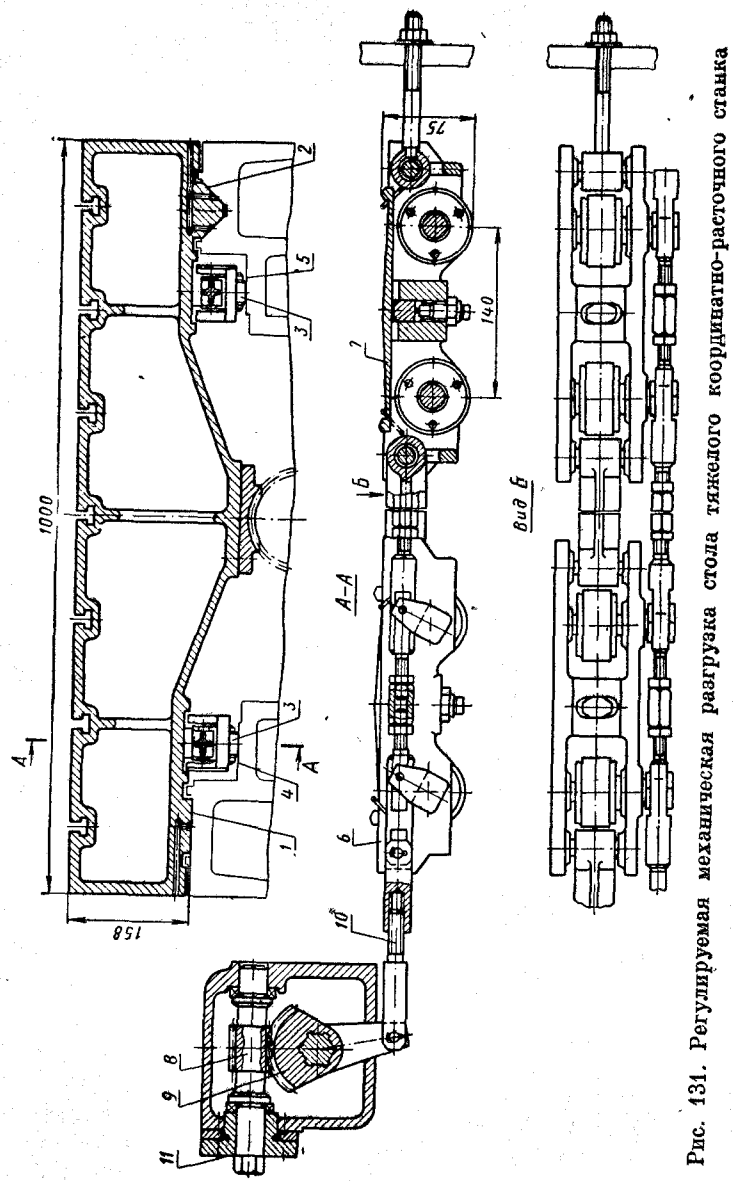


Рис. 131. Регулируемая механическая разгрузка стола тяжелого координатно-расточного станка

применяется для направляющих суппортов токарных станков и столов шлифовальных станков.

Стол (рис. 131) координатно-расточного станка может перемещаться вдоль станины по основным направляющим *1* и *2* (одной плоской и одной V-образной), частично разгруженным при помощи двух рядов роликов *3*, катящихся по плоским вспомогательным направляющим *4* и *5*. Каждый ряд роликов смонтирован на самоустанавливающихся шарикоподшипниках, оси которых попарно размещены в тележках *6*. Плоские пружины *7* прижимают тележки с роликами к вспомогательным направляющим *4* и *5*.

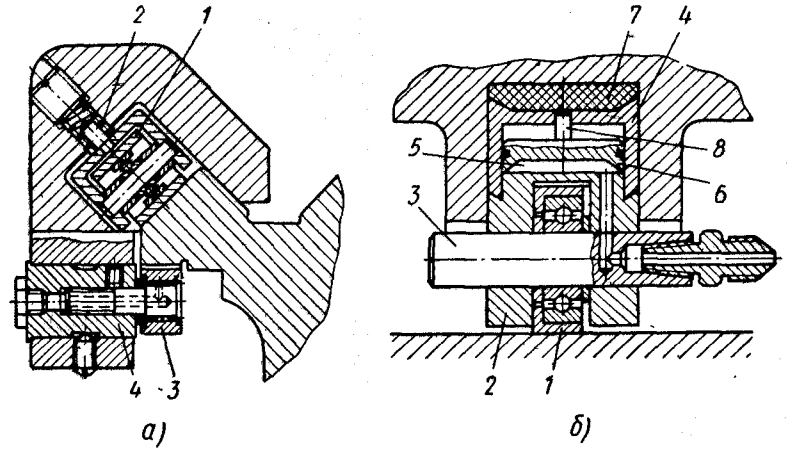


Рис. 132. Механическая разгрузка направляющих суппорта токарного станка фирмы Леман (*а*) и разгрузочная опора (*б*)

Механизм регулирования силы прижима роликов состоит из червяка *8*, сектора *9* и тяг *10*, скрепленных с осями роликов. Вращение червяка *8* приводит к перемещению тяг *10* и подъему или опусканию роликов, т. е. к изменению деформации пружины *7*. Величина разгрузки указывается на лимбе *11*, шкала которого соответствующим образом протарирована. Разгрузку регулируют в зависимости от веса расположенной на столе заготовки таким образом, чтобы минимальная удельная нагрузка на основные направляющие, вычисленная с учетом веса стола, веса заготовки и сил резания, снизилась на 60—70%.

При механической разгрузке суппорта токарного станка фирмы Леман (США) ролики *1* (рис. 132, *а*), разгружающие основные направляющие, регулируются поджимом пружины *2*. Нижние планки заменены роликами *3*, поджим которых регулируется поворотом эксцентриковой втулки *4*. В шлифовальных станках со смазкой направляющих стола роликами, последние могут

быть использованы в качестве разгрузочных элементов. Ролики при сборке регулируются таким образом, чтобы ими воспринималась бóльшая часть веса стола. Такого рода разгрузка может быть осуществлена и при ремонте или модернизации станков.

Недостатком метода разгрузки направляющих с использованием смазочных роликов является невозможность регулирования силы разгрузки в процессе эксплуатации станка. На рис. 132, *б* показана разгрузочная опора, позволяющая удобно регулировать силу гидроразгрузки. Масло под давлением подается в рабочую полость *5* силового цилиндра *4* и перемещает поршень *6*,

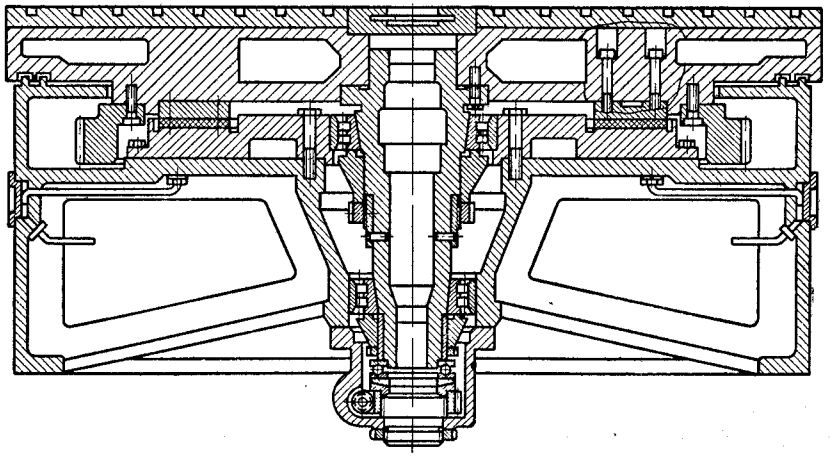


Рис. 133. Конструкция опор планшайбы карусельного станка мод. 1553 с механической разгрузкой

который штоком *8* сжимает гидропласт *7* под давлением, превышающим давление масла во столько раз, во сколько площадь сечения поршня *6* больше площади сечения штока *8*. Гидропласт, деформируясь, выжимает корпус *2* с осью *3* ролика *1* и, следовательно, увеличивает силу гидроразгрузки.

В круговых направляющих планшайб карусельных станков и столов зубофрезерных станков применяется механическая разгрузка при помощи центрального упорного (или радиально-упорного) подшипника качения. Регулировку можно осуществлять, например, посредством гайки с приводом от червячной передачи (рис. 133).

Имеются конструкции карусельных и зубофрезерных станков, в которых положение центрального разгрузочного подшипника может регулироваться по высоте в зависимости от веса детали при помощи гидроцилиндра или груза и системы рычагов.

Глава X. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ

РАСЧЕТ

Гидродинамическая подъемная сила возникает в направляющих при наличии скольжения между поверхностями трения и сужающегося зазора между ними, заполненного маслом.

Для направляющих главного движения (продольно-строгальные, карусельные станки) можно обеспечить гидродинамический режим работы в большей части диапазона скоростей, если при их проектировании выбирать оптимальные соотношения размеров и предусматривать пологие клинообразующие скосы, примыкающие к смазочным канавкам (рис. 134 и 135). Рабочая поверхность направляющих оказывается разделенной смазочными канавками на ряд комбинированных опор, каждая из которых состоит из двух участков: участка *I*, наклонного к поверхности другой направляющей, и участка *II*, параллельного к ней. Обычно при гидродинамическом расчете подобных опор участок *II* не принимается во внимание, что приводит к существенным ошибкам и не позволяет определять оптимальные размеры скосов.

Гидродинамический расчет для комбинированной опоры с учетом обоих ее участков приводится ниже [56]. Схема опоры и выбранное расположение координат показаны на рис. 136. Использование условия равновесия сил, действующих на элементарную частицу жидкости, уравнения Ньютона для вязкой жидкости и условия

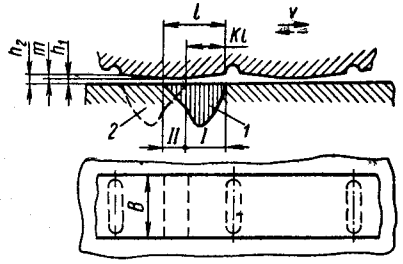


Рис. 134. Направляющая прямолинейного движения:

1, 2 — эпюры давления соответственно при прямом и обратном ходе

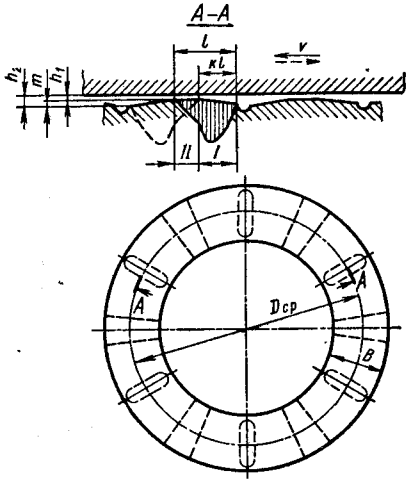


Рис. 135. Направляющая кругового движения:

l — длина комбинированной опоры в *мм*; *Kl* — длина наклонного участка *I* в *мм*; *K* — отношение длины наклонного участка опоры к длине комбинированной опоры; h_1 — толщина масляного слоя на участке *II* в *мм*; h_2 — максимальная толщина масляного слоя на участке *I* в *мм*; *m* — глубина клинообразующего скоса в *мм*; *B* — ширина опоры в *мм*; $D_{ср}$ — средний диаметр направляющих планшайбы в *мм*

быть использованы в качестве разгрузочных элементов. Ролики при сборке регулируются таким образом, чтобы ими воспринималась бóльшая часть веса стола. Такого рода разгрузка может быть осуществлена и при ремонте или модернизации станков.

Недостатком метода разгрузки направляющих с использованием смазочных роликов является невозможность регулирования силы разгрузки в процессе эксплуатации станка. На рис. 132, *б* показана разгрузочная опора, позволяющая удобно регулировать силу гидроразгрузки. Масло под давлением подается в рабочую полость *5* силового цилиндра *4* и перемещает поршень *6*,

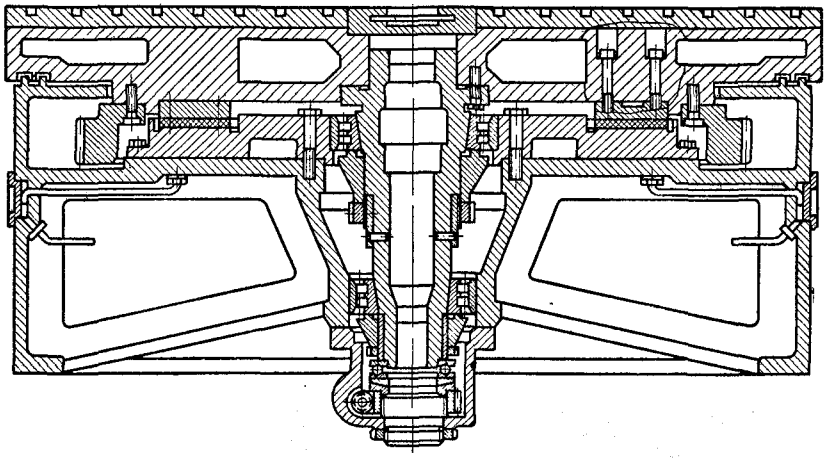


Рис. 133. Конструкция опор планшайбы карусельного станка мод. 1553 с механической разгрузкой

который штоком *8* сжимает гидропласт *7* под давлением, превышающим давление масла во столько раз, во сколько площадь сечения поршня *6* больше площади сечения штока *8*. Гидропласт, деформируясь, выжимает корпус *2* с осью *3* ролика *1* и, следовательно, увеличивает силу гидроразгрузки.

В круговых направляющих планшайб карусельных станков и столов зубофрезерных станков применяется механическая разгрузка при помощи центрального упорного (или радиально-упорного) подшипника качения. Регулировку можно осуществлять, например, посредством гайки с приводом от червячной передачи (рис. 133).

Имеются конструкции карусельных и зубофрезерных станков, в которых положение центрального разгрузочного подшипника может регулироваться по высоте в зависимости от веса детали при помощи гидроцилиндра или груза и системы рычагов.

Глава X. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ

РАСЧЕТ

Гидродинамическая подъемная сила возникает в направляющих при наличии скольжения между поверхностями трения и сужающегося зазора между ними, заполненного маслом.

Для направляющих главного движения (продольно-строгальные, карусельные станки) можно обеспечить гидродинамический режим работы в большей части диапазона скоростей, если при их проектировании выбирать оптимальные соотношения размеров и предусматривать пологие клинообразующие скосы, примыкающие к смазочным канавкам (рис. 134 и 135). Рабочая поверхность направляющих оказывается разделенной смазочными канавками на ряд комбинированных опор, каждая из которых состоит из двух участков: участка *I*, наклонного к поверхности другой направляющей, и участка *II*, параллельного к ней. Обычно при гидродинамическом расчете подобных опор участок *II* не принимается во внимание, что приводит к существенным ошибкам и не позволяет определять оптимальные размеры скосов.

Гидродинамический расчет для комбинированной опоры с учетом обоих ее участков приводится ниже [56]. Схема опоры и выбранное расположение координат показаны на рис. 136. Использование условия равновесия сил, действующих на элементарную частицу жидкости, уравнения Ньютона для вязкой жидкости и условия

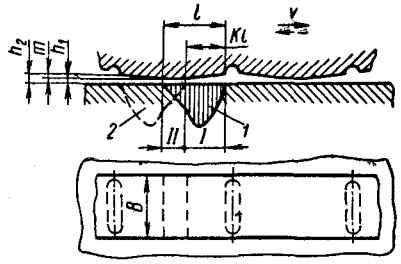


Рис. 134. Направляющая прямолинейного движения:

1, 2 — эпюры давления соответственно при прямом и обратном ходе

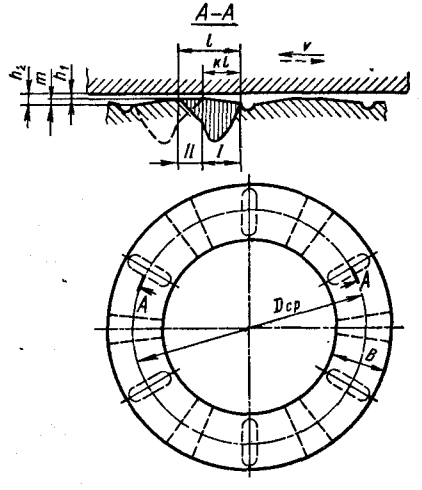


Рис. 135. Направляющая кругового движения:

l — длина комбинированной опоры в *мм*; Kl — длина наклонного участка I в *мм*; K — отношение длины наклонного участка опоры к длине комбинированной опоры; h_1 — толщина масляного слоя на участке II в *мм*; h_2 — максимальная толщина масляного слоя на участке I в *мм*; m — глубина клинообразующего скоса в *мм*; B — ширина опоры в *мм*; $D_{ср}$ — средний диаметр направляющих планшайбы в *мм*

неразрывности течения приводит к известному уравнению, выражающему распределение давления по поверхности масляного слоя:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)+6\mu v\frac{\partial h}{\partial x}=0, \qquad (1)$$

где h — толщина масляного слоя; p — давление в масляном слое; v — скорость скольжения; μ — динамический коэффициент вязкости масла.

Граничные условия: для участка *I* ($h=\alpha x$) при $x=x_2$ $p=0$; при $x=x_1$ $p=p_{I-II}$; для участка *II* ($h=\text{const}$) при $x=x_0$ $p=0$; при $x=x_1$ $p=p_{I-II}$.

Величину давления p_{I-II} на границе участков *I* и *II* определяем из условия равенства расходов масла на обоих участках.

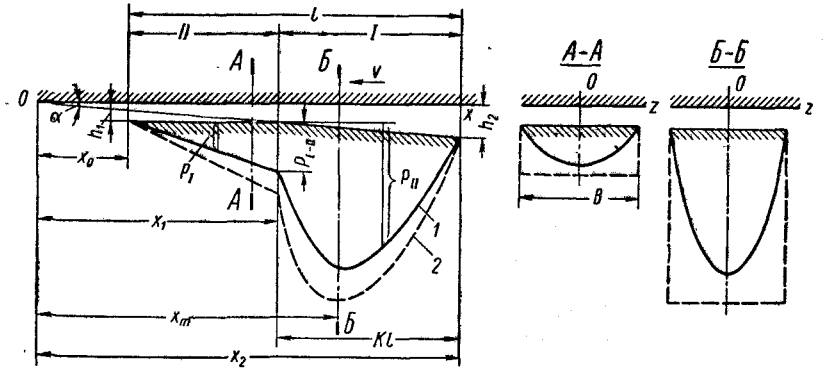


Рис. 136. Схема к расчету направляющих с клинообразующими скосами:

1, 2 — эпюры давления для опоры соответственно конечной и бесконечной ширины

Уравнение (1) для опор конечной ширины может быть решено приближенно (по Шибелю), если задаться следующими условиями, хорошо согласующимися с экспериментальными данными: 1) давление в направлении скольжения изменяется по тому же закону, что и для бесконечно широкой поверхности; 2) давление в направлении, перпендикулярном скольжению, изменяется по закону квадратной параболы.

Указанное решение приводит к следующим расчетным формулам.

Поддерживающая сила

$$P=\frac{1}{981\cdot 10^4}\cdot\frac{2\mu v l^2 B}{3h_1^2}c_1c_p. \qquad (2)$$

Сила трения

$$T=\frac{1}{981\cdot 10^4}\frac{\mu v B l}{h_1}(c_\tau'+c_\tau''c_1). \qquad (3)$$

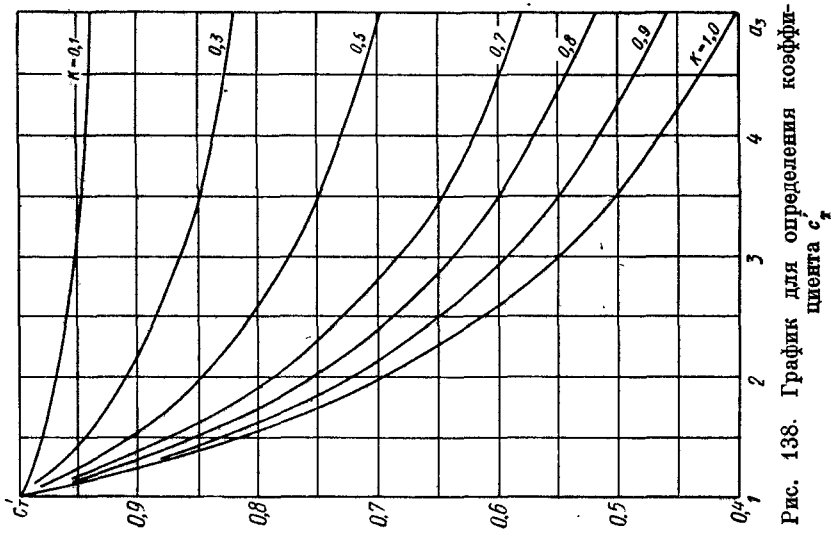


Рис. 138. График для определения коэффициента c'_τ

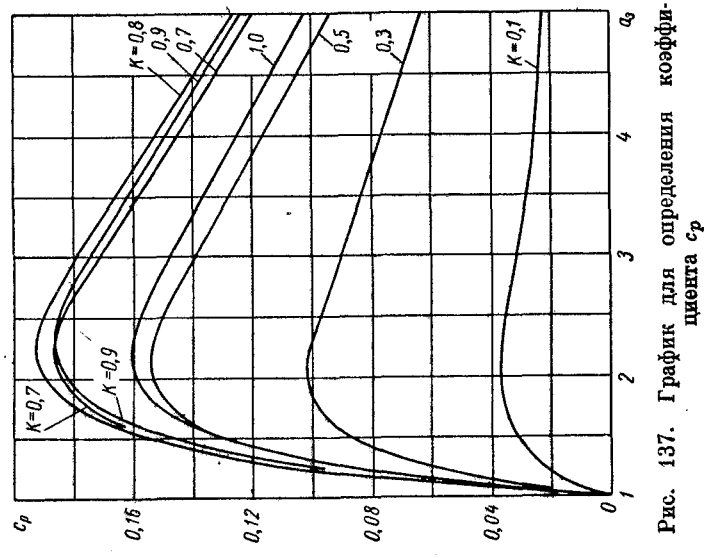


Рис. 137. График для определения коэффициента c_p

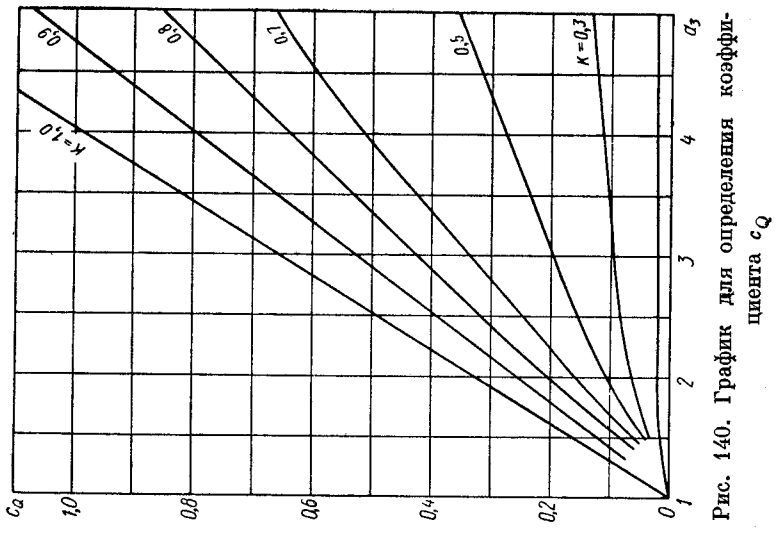


Рис. 140. График для определения коэффициента c_Q

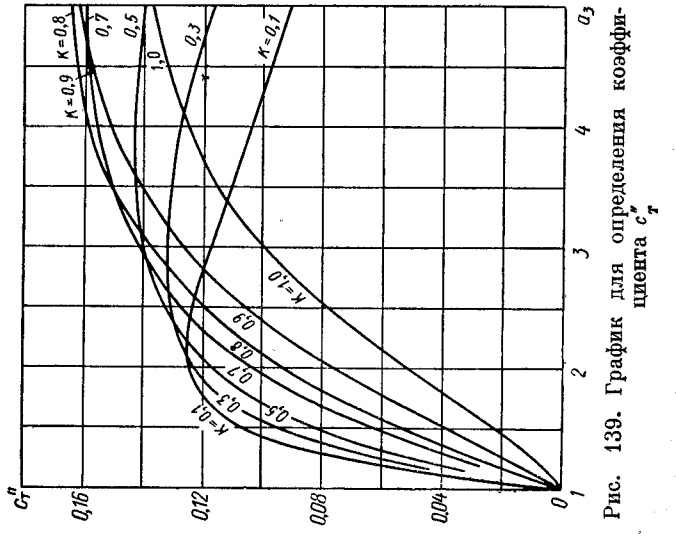


Рис. 139. График для определения коэффициента c_T''

Коэффициент трения

$$f=\frac{T}{P}=1{,}5\,\frac{c_T'+c_T''c_1}{c_1c_p}\cdot\frac{h_1}{l}. \tag{4}$$

Расход масла в направлении, перпендикулярном скольжению (в обе стороны)

$$Q=\frac{60}{10^3}\cdot\frac{vh_1l^2}{B}c_1c_Q. \tag{5}$$

В формулах (2) — (5): μ — динамический коэффициент вязкости масла в *спз* при рабочей температуре $t_м$; v — скорость скольжения в *м/сек*; l, B, h_1 — в *мм* (см. рис. 136; о выборе расчетной величины h_1 см. ниже); α — угол наклона участка I; K — отношение длины наклонного участка опоры к длине опоры l (см. рис. 136); P, T — соответственно поддерживающая сила и сила трения в *кГ*; Q — расход масла в *л/мин*; c_1 — коэффициент, учитывающий боковое истечение,

$$c_1=\frac{5}{4}\,\frac{1}{1+\left(\frac{Kl}{B}\right)^2}. \tag{6}$$

c_p, c_T', c_T'', c_Q — коэффициенты, определяемые по графикам на рис. 137—140, построенным по следующим формулам:

$$c_p=\frac{6K}{a_3-1}\left\{\frac{K}{a_3-1}\left[\ln a_3-\frac{2(a_3-1)}{a_3+1}\right]+\right.$$
$$\left.+\frac{(a_3-1)^2(1-K)\,[K+0{,}5\,(a_3+1)\,(1-K)]}{[2\,(1-K)\,a_3^3+K\,(a_3+1)]\,(a_3+1)}\right\};$$

$$c_T'=1-K+\frac{K\ln a_3}{a_3-1};$$

$$c_T''=2K\left[\frac{(a_3+1)\ln a_3-2\,(a_3-1)}{a_3^3-1}+\frac{(1-K)\,(a_3-1)}{2\,(1-K)\,a_3^3+K\,(a_3+1)}\right];$$

$$c_Q=K^2\,(a_3-1)\left\{\frac{1}{3}+\frac{1-K}{2a_3^3\,(1-K)+K\,(1-a_3)}\left[\frac{2(1-K)}{K}-\frac{1}{a_3-1}\right]\right\}.$$

В приведенных выше формулах

$$a_3=\frac{h_2}{h_1}.$$

При необходимости расчета по критерию точности формула (2) позволяет определить величину всплывания подвижного узла, т. е. изменение h_1 при изменении нагрузки.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ РАЗМЕРОВ ОПОР

Как видно из графика, показанного на рис. 137, коэффициент c_p (а следовательно, и поддерживающая сила) достигает наибольшего значения при $K = 0{,}8$; эту величину и следует выбирать при

проектировании опор, рассчитанных на работу в условиях только жидкостного трения (подпятники). При выборе величины K для направляющих металлорежущих станков, работающих, как правило, в широком диапазоне скоростей, необходимо иметь в виду, что при низких скоростях работа происходит в условиях смешанного трения, при котором часть нагрузки воспринимают непосредственно соприкасающиеся параллельные участки опор; поэтому значение K следует выбирать ниже оптимального (около 0,5). Для каждого значения K коэффициент c_p имеет наибольшую величину при $a_3 = \frac{h_2}{h_1} = \frac{m+h_1}{h_1} = 2{,}2$ (см. рис. 137); поэтому глубину клинообразующих скосов нужно брать равной $m = 1{,}2h_1$.

Для опоры заданной площади наибольшая несущая способность обеспечивается при соотношении $\frac{Kl}{B} \approx 0{,}6$ [108].

Основной нагрузкой на направляющие в продольно-строгальных и карусельных станках является вес стола (планшайбы) и заготовки; размеры заготовки при ее максимальном весе приближаются обычно к размеру стола (планшайбы). Поэтому полная поддерживающая сила N_n на направляющих стола или планшайбы при числе опор i принимается равной сумме поддерживающих сил всех опор, т. е. $N_n = iP$, считая, что нагрузка распределяется между опорами равномерно. В случае наклонной грани направляющей $N_n = i \cos \alpha_1 P$, где α_1 — угол наклона грани направляющей к горизонтальной плоскости.

При необходимости можно для карусельных станков учитывать действие опрокидывающего момента от сил резания, несимметричности заготовки и т. д., вычисляя поддерживающую силу на направляющих по формуле, полученной из условия равновесия планшайбы:

$$N_n = Pi - \frac{8MD}{D^2 + D_в^2}, \qquad (7)$$

где M — опрокидывающий момент в *кГмм*; D и $D_в$ — наружный и внутренний диаметры направляющих в *мм*.

Ввиду того, что направляющие работают в широком диапазоне скоростей и нагрузок, температура, а следовательно, и вязкость масла могут изменяться в значительных пределах, и значение критической толщины масляного слоя является в известной мере условным, целесообразно при расчете направляющих станка по формулам (2) и (4) строить график для семейства кривых h_1 и f в координатах $\frac{N_n}{v}$ и $t_м$. Это позволяет оценивать несущую способность направляющих при любом режиме работы (см. ниже пример расчета).

Назначая наименьшую расчетную критическую толщину масляного слоя h_1, следует учитывать микро- и макронеровности рабочих поверхностей направляющих и их температурные и

упругие деформации. Для направляющих карусельных станков большое значение имеют температурные деформации планшайбы и основания, вызывающие взаимный поворот на угол θ контактирующих поверхностей в радиальном сечении [65].

В качестве критической условно принимается толщина масляного слоя в среднем сечении направляющих:

$$h_{кр} = h_1' + \frac{B}{2} \operatorname{tg} \theta, \qquad (8)$$

где $h_1' = 0{,}01 \div 0{,}02$ *мм* — наименьшая толщина масляного слоя у кромки направляющих.

В случаях трудности расчета θ практически можно принимать значения $h_{кр}$, полученные экспериментально на карусельном станке с диаметром планшайбы 3000 *мм*: при температуре направляющих до 40° С $h_{кр} = 0{,}07 \div 0{,}08$ *мм*; при температуре от 40 до 70—80° С $h_{кр} = 0{,}09 \div 0{,}11$ *мм*. Можно ожидать, что для станков с диаметром планшайбы 5000—7000 *мм* величины $h_{кр}$ будут выше на 30—50%.

Для направляющих продольно-строгальных станков, у которых условия теплоотдачи лучшие, а скорость скольжения меньше, чем у карусельных станков, температурные деформации большого значения не имеют. Более существенными являются отклонения от прямолинейности по длине направляющих, обусловленные неточностью изготовления и установки станины. При отклонениях по нормам точности по ГОСТу 35—54 и суммарной величине микронеровностей 0,02 *мм* $h_{кр}$ имеет ориентировочно следующие значения, принятые с коэффициентом запаса 1,25:

Длина стола в *м*	$L \leqslant 2$	$L \leqslant 8$	$L \leqslant 12$	$L \leqslant 16$
$h_{кр}$ в *мм*	0,06	0,08	0,09	0,10

Величина $h_{кр}$ должна уточняться по мере накопления расчетных и экспериментальных данных.

Пример расчета. 1. Определить зависимость наименьшей толщины масляного слоя, коэффициента трения и расхода масла от скорости скольжения, нагрузки и температуры масла для направляющих стола продольно-строгального станка; определить режимы работы при жидкостном трении.

Стол размером 1800×6500 *мм* имеет две плоские направляющие: ширина каждой $B = 200$ *мм*, длина $L = 6500$ *мм*. Пределы скорости стола $v = 0{,}1 \div 1{,}25$ *м/сек*; наибольшая нагрузка на направляющие (включая вес стола) $N = 30$ *т*. Масло индустриальное 45.

В соответствии с рекомендациями определяем размеры клинообразующих скосов: $\frac{Kl}{B} = 0{,}6$; $Kl = 120$ *мм*; $K = 0{,}5$; $l = 240$ *мм*.

Расстояние между смазочными канавками $l + Kl = 240 + 120 = 360$ *мм*; число опор $i = \frac{6500}{360} \cdot 2 \approx 36$.

Принимая критическую наименьшую толщину масляного слоя $h_1 = 0{,}08$ *мм*, находим глубину скоса: $m = 1{,}2h_1 = 0{,}10$ *мм*.

По формулам (2), (4), (5) и (6) находим: $c_1 = 0{,}92$;

$$N_n = 25{,}9\frac{\mu v c_p}{h_1^2};$$

$$f = \frac{T}{P} = 0{,}68 \cdot 10^{-2}\frac{c_T' + 0{,}92c_T''}{c_p}h_1; \quad Q = 576h_1 v c_Q.$$

По полученным равенствам строим графики (рис. 141—143), задаваясь значениями v, h_1 и $t_м$.

Вязкость масла определяем по рис. 129, гл. IX, коэффициенты c_p, c_T', c_T'' и c_Q — по рис. 137—140.

Как видно по рис. 142, при правильно выполненных клинообразующих скосах жидкостное трение обеспечивается почти во всем диапазоне скоростей (температура масляного слоя даже при высоких скоростях обычно не превышает 38—40° С). Если при данном режиме работы гидродинамическая поддерживающая сила оказывается недостаточной, жидкостное трение можно обеспечить подводом смазки под давлением, величина которого определяется из расчета нагрузки, равной разности между полной нагрузкой и гидродинамической поддерживающей силой [1].

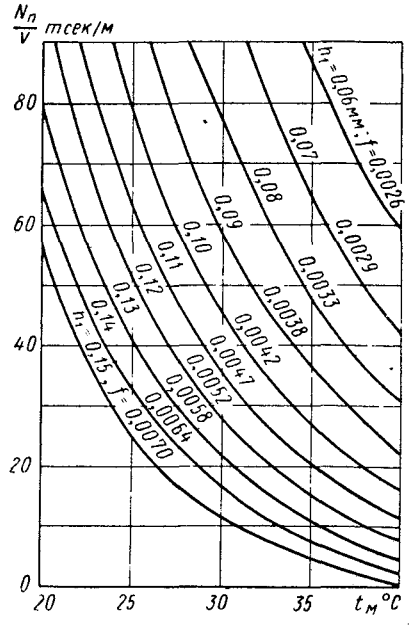


Рис. 141. Зависимость поддерживающей силы N_n, отнесенной к скорости скольжения, от температуры масляного слоя $t_м$ (к примеру расчета)

Пример расчета. 2. Определить гидродинамическую поддерживающую силу и коэффициент трения круговых направляющих карусельного станка при $n = 20$ *об/мин*. Заданы: средний диаметр направляющих $D_{ср} = 1800$ *мм*; ширина направляющих $B = 250$ *мм*, ожидаемая температура масляного слоя $t_м = 60°$ С; масло индустриальное 45, вязкость масла при 60° С $\mu = 23$ *спз*; критическое значение наименьшей толщины масляного слоя, назначенное с учетом макро- и микронеровностей рабочих поверхностей направляющих и их возможных деформаций, $h_1 = 0{,}09$ *мм*.

Выбираем размер клинообразующих скосов и число масляных канавок на основе приведенных рекомендаций, т. е. так, чтобы $K = 0{,}5$; $\frac{Kl}{B} = 0{,}6$; $a_3 = \frac{h_2}{h_1} = 2{,}2$ При этом получается число опор $i = 12$, длина опоры $l = 300$ *мм*, длина скоса $Kl = 150$ *мм*, глубина скоса $m = 0{,}11$ *мм*.

[1] Комбинированная система смазки — гидродинамическая и гидростатическая — является для направляющих, работающих со скоростями главного движения (продольно-строгальные и карусельные станки), наиболее перспективной.

По графикам на рис. 137—139 для $K = 0{,}5$ и $a_3 = 2{,}2$ находим $c_p = 0{,}154$; $c_T' = 0{,}83$; $c_T'' = 0{,}123$.

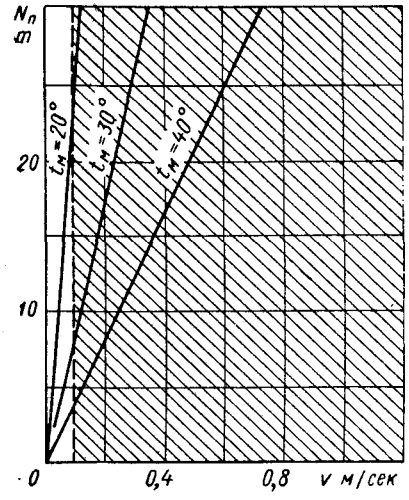


Рис. 142. Зависимость поддерживающей силы N_n (при $h_1 = 0{,}08$ *мм*) от скорости скольжения при различной температуре масляного слоя $t_м$ (к примеру расчета)

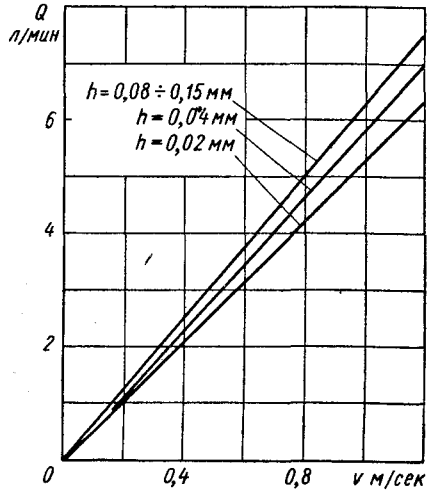


Рис. 143. Зависимость расхода масла Q от скорости скольжения v при различной толщине масляного слоя h (к примеру расчета)

Определяем поддерживающую силу N_n и коэффициент трения f, предварительно вычислив окружную скорость $v = 1{,}88$ *м/сек* и коэффициент $c_1 = 0{,}92$, $N_n = 13\,900$ *кГ*, $f = 0{,}003$.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ СМАЗОЧНЫХ КАНАВОК И КЛИНООБРАЗУЮЩИХ СКОСОВ И ПО СИСТЕМЕ СМАЗКИ

В соответствии с нормалью станкостроения Н20—6 смазочные канавки и скосы на гидродинамических направляющих прямолинейного движения выполняют по рис. 144 и табл. 33, кругового движения — по рис. 145 и табл. 34. Смазочные канавки и скосы выполняют только на необнажаемых участках одной из двух сопряженных поверхностей трения. Подвод смазки желательно, если это не вызывает конструктивных трудностей, производить со стороны узла, направляющие которого не обнажаются и на которых имеются смазочные канавки.

В продольно-строгальных станках канавки и скосы выполняют на направляющих стола. Ввиду трудности осуществления подачи смазки со стороны стола масло подается со стороны станины, откуда поступает в продольную распределительную канавку стола (одну или две, в зависимости от ширины направляющих,

Таблица 33

B в мм	l в мм	a в мм	a_1 в мм	a_2 в мм	R в мм	Тип смазочных канавок
40—50	$0{,}6b_1$	2	4	6—8	1	I
60—70	$0{,}6b_1$	3	6	8—10	1,5	I
80—100	$0{,}6b_1$	4	8	10—12	1,5	I
110—140	$0{,}6b_1$	5	10	14—18	2	I
150—190	$0{,}6b_1$	6	12	20—25	2	II
200—300	$0{,}6b_1$	7	14	30—50	3	II

Примечание. При длине стола $L = 2 \div 6$ м глубина скосов $m = 0{,}08$ мм, при $L = 6 \div 12$ м $m = 0{,}10$ мм, при $L > 12$ м $m = 0{,}12$ мм.

см. рис. 144) и далее — в поперечные смазочные канавки с прилегающими к ним скосами.

Рекомендуемая система смазки — циркуляционная, с весьма обильной подачей масла под очень малым давлением, порядка долей 1 $кГ/см^2$.

В продольных строгально-фрезерных станках следует предусматривать возможность регулирования давления масла, с тем чтобы при высоких скоростях стола, соответствующих строганию, подавать масло под малым давлением, а при малых скоростях стола, соответствующих фрезерованию, при которых гидродинамическая подъемная сила мала, подавать масло под повышенным давлением, т. е. осуществлять гидроразгрузку направляющих.

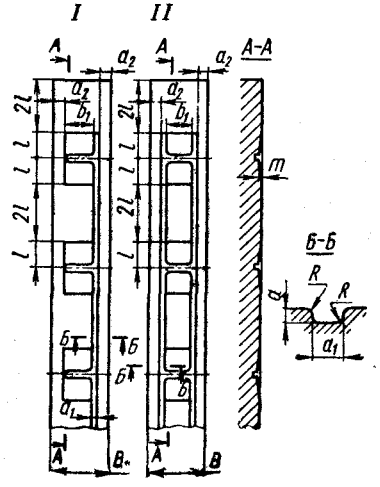


Рис. 144. Рекомендуемые смазочные канавки для направляющих прямолинейного движения (см. табл. 33)

В карусельных станках канавки и скосы выполняют на круговых направляющих основания, со стороны которых подается смазка (см. рис. 145). Рекомендуемая система смазки — циркуляционная, с наличием масляной ванны, с подачей масла под повышенным давлением в закрытые смазочные канавки и с обильной подачей смазки под весьма малым давлением в открытые смазочные канавки.

Смазка под повышенным давлением (закрытые канавки) улучшает условия работы направляющих при пуске, а также при

Таблица 34

B в мм	l в мм	a в мм	a_1 в мм	a_2 в мм	R в мм	m в мм
80—100	35—45	4	8	10—12	1,5	0,05—0,08
110—140	50—60	5	10	14—18	2	0,06—0,10
150—190	65—85	6	12	20—25	2	0,08—0,12
200—300	85—120	7	14	30—50	3	0,10—0,14
310—500	125—210	8	16	50—70	3	0,12—0,16
510—700	220—300	9	18	70—90	4	0,12—0,16

Примечания. 1. Меньшие значения m — для пар чугун — чугун и чугун — цветной сплав, бо́льшие значения m — для пары чугун — пластмасса.
2. Величина $t \approx (3{,}5 \div 4{,}5)\,l$ выбирается в указанных пределах из условия, чтобы общее число смазочных канавок $i = \frac{\pi D_{ср}}{t}$ было четным.

очень малых скоростях вращения планшайбы, когда гидродинамическая подъемная сила масляных клиньев невелика. Желательно иметь возможность регулировать давление масла (например, при помощи дросселя), увеличивая его при обработке очень тяжелых деталей и уменьшая при особо точной обработке. Отдельная смазка под малым давлением (открытые канавки) способствует отводу тепла, что особенно важно для пары трения пластмасса — чугун.

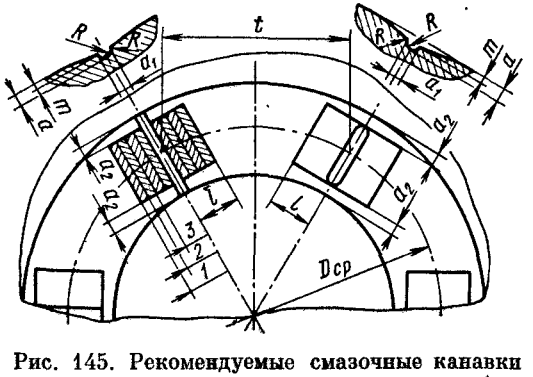


Рис. 145. Рекомендуемые смазочные канавки для направляющих кругового движения (см. табл. 34)

Масляная ванна повышает надежность работы круговых направляющих, обеспечивая их смазку при случайных перебоях в подаче масла.

Простейшая схема смазки, удовлетворяющая изложенным рекомендациям, показана на рис. 146.

К закрытым смазочным канавкам удобно подавать масло при помощи изогнутой по окружности трубы и отходящих от нее трубочек. Индивидуальная регулировка подачи масла к каждой смазочной канавке не требуется. Масляная ванна может быть создана за счет некоторого понижения рабочей поверхности

направляющей основания относительно окружающих ее буртов либо установкой кругового кожуха.

Масло рекомендуется подавать в масляную ванну из одного-двух отверстий, расположенных вблизи внутреннего бурта ванны, а отводить масло — из отверстий, расположенных вблизи наружного бурта ванны. Это обеспечит циркуляцию масла через открытые радиальные смазочные канавки за счет центробежной силы.

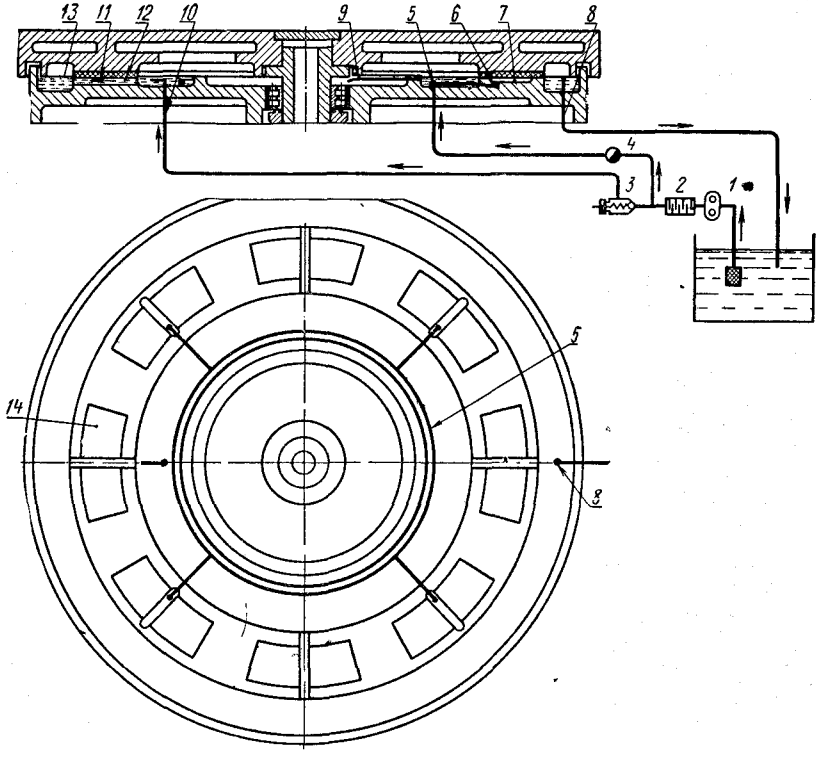


Рис. 146. Схема смазки круговых направляющих:

1 — насос; *2* — фильтр; *3* — предохранительный клапан; *4* — дроссель; *5* — маслораспределительная труба; *6* — накладки из текстолита или цветного сплава; *7* — закрытая смазочная канавка; *8* — сливная труба; *9* — труба смазки шпиндельных подшипников; *10* — труба наполнения масляной ванны; *11* — направление движения масла; *12* — открытая смазочная канавка; *13* — уровень масляной ванны; *14* — клинообразующие масляные скосы

Клинообразующие скосы, примыкающие к каждой смазочной канавке на направляющих прямолинейного и кругового движения, удобнее всего выполнять шабрением после окончания шабрения направляющих. При этом может быть применен метод ступенчатого шабрения: короткими наклонными штрихами последовательно шабрят площади *1*, *2* и *3* и т. д. (см. рис. 145). При шабрении каждой последующей ступени направление штрихов изменяется примерно на 90°. Глубина каждой ступени (слоя, снимаемого при каждом шабрении) около 0,01 *мм* при паре чугун — чугун или чугун — цветной сплав и около 0,015 *мм* при паре чугун — пластмасса.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ НАПРАВЛЯЮЩИЕ МЕДЛЕННЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Для направляющих, осуществляющих медленные перемещения подачи, создание существенной гидродинамической силы возможно при наличии высокой относительной скорости поверхностей трения в направлении, перпендикулярном движению подвижного узла. Этот принцип использован в конструкции направляющих шлифовальной бабки круглошлифовального станка фирмы Малькус (Швеция). На станине *1* (рис. 147) установлены

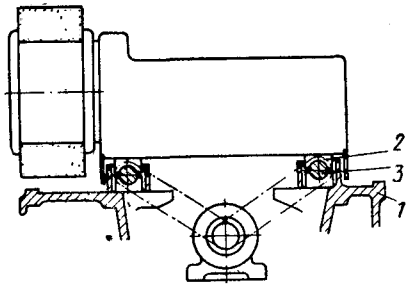


Рис. 147. Гидродинамические круглые направляющие шлифовальной бабки

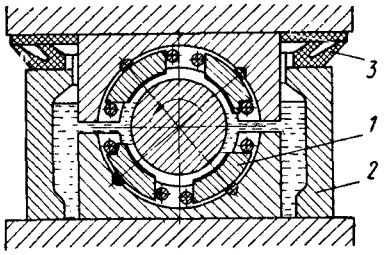


Рис. 148. Самоустанавливающиеся опоры круглых направляющих

гидродинамические самоустанавливающиеся подшипники *2*, в которых вращаются скалки *3*, являющиеся цилиндрическими направляющими бабки. Привод скалок осуществляется посредством цепных передач. К нижней части корпуса бабки прикреплены три гидродинамических самоустанавливающихся подшипника: два охватывают переднюю скалку, расположенную вблизи шлифовального круга, один — заднюю скалку. Каждый подшипник имеет четыре самоустанавливающихся вкладыша *1* (рис. 148), работающих в масляной ванне, образованной кожухом *2* и защищенной от попадания грязи уплотнениями *3* из фторопласта. Направляющие работают в условиях жидкостного трения, обеспечивая высокую равномерность движения (отсутствие скачков и вибраций) при сколь угодно малой скорости поступательного перемещения. Ввиду относительной сложности описанное решение имеет ограниченные перспективы применения.

Глава XI. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Гидростатическими называются направляющие жидкостного трения, в которых наличие масляного слоя обеспечивается системой регулирования подачи масла под давлением. По характеру восприятия нагрузки гидростатические направляющие можно разделить на две группы: незамкнутые направляющие (без планок), предназначенные воспринимать прижимающие нагрузки, и замкнутые направляющие, способные воспринимать также значительные опрокидывающие моменты.

Существуют разнообразные конструкции гидростатических направляющих, различающихся системой регулирования толщины масляного слоя. Во всех системах преследуется цель — обеспечить возможно более высокую точность траектории подвижного узла.

В большинстве систем точность движения узла достигается путем выполнения направляющих с высокой геометрической точностью и поддержания относительного постоянства толщины масляного слоя при изменении нагрузки. При этом жесткость масляного слоя в простейшем случае обеспечивается установкой перед каждым масляным карманом дросселя. Такая система не является в строгом смысле системой автоматического регулирования и, будучи примененной к незамкнутым гидростатическим направляющим, обеспечивает необходимую жесткость масляного слоя лишь при большом весе подвижного узла. Однако система с дросселями имеет наибольшее распространение вследствие своей простоты и надежности. Ее применяют как для незамкнутых, так и для замкнутых направляющих.

Более высокую жесткость масляного слоя можно обеспечить, использовав для каждого кармана отдельный насос постоянного расхода (или один общий насос с делителем расхода). Такие системы находят применение в тяжелых станках, в частности в карусельных.

Наиболее совершенными являются гидростатические направляющие с системой автоматического регулирования, отличающиеся наличием регуляторов, т. е. дросселей, сопротивление которых автоматически изменяется таким образом, чтобы с возможно большей точностью поддерживалось постоянство толщины масляного слоя. Эти системы могут различаться: а) параметром, по которому осуществляется регулирование (непосредственно по толщине масляного слоя; по давлению в масляном кармане; по соотношению давления до и после регулятора); б) геометрией дросселирующей щели (плоскости, кромки и т. д.); в) конструкцией регулятора (плунжерный, мембранный и т. д.). В свою очередь, системы, в которых регулирование осуществляется непосредственно по толщине масляного слоя, различаются по

типам датчика, измеряющего толщину слоя (гидравлический, пневматический, электрический), усилителя и сравнивающего устройства.

Ниже рассматриваются системы гидростатических направляющих с дросселями, а также дается краткое описание других систем, применяемых в станкостроении [60, 61, 110, 115].

ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ НЕЗАМКНУТЫЕ НАПРАВЛЯЮЩИЕ С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

В простейшей схеме незамкнутых горизонтальных гидростатических направляющих (рис. 149) масло подается от насосной установки под постоянным давлением $p_н$ через дроссель, имеющий сопротивление R_0, в карман, откуда оно вытекает наружу через зазор h в направляющих, преодолевая сопротивление R_1. Каждый участок направляющих площадью $F = L_1 B$ можно рассматривать как отдельную опору (так как длина L_1 обычно многократно больше ширины B, то влияние соседних участков на истечение масла из данного участка мало).

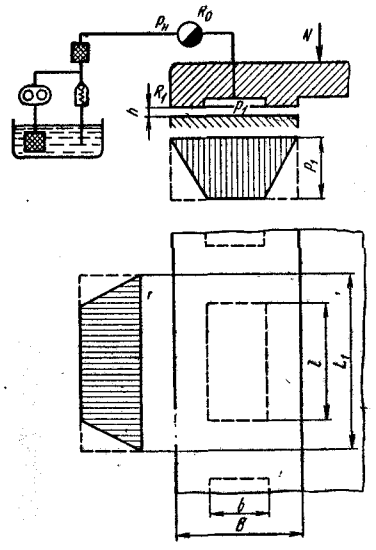


Рис. 149. Схема незамкнутых гидростатических направляющих

Из условия равновесия

$$P = p_1 F C_F, \qquad (1)$$

где P — нагрузка на опору в *кГ*; p_1 — давление в кармане в *кГ/см²*; F — площадь опоры в *см²*; C_F — коэффициент несущей поверхности, равный отношению давления, вычисленного из условия равномерного распределения нагрузки по всей площади опоры, к давлению в кармане.

При равномерном нагружении направляющих нагрузка на опору

$$P = \frac{N}{i},$$

где N — нагрузка на направляющие (вес подвижного узла, вес детали и вертикальная составляющая силы резания); i — число опор.

При неравномерном нагружении направляющих расчет следует производить по наиболее нагруженной опоре. Распределение нагрузки между опорами зависит не только от ее расположения, но и от жесткости корпусных деталей (станины, стола). При

проектировании гидростатических направляющих вопросам повышения жесткости этих деталей и их элементов (полок направляющих и т. п.) должно уделяться особенно большое внимание.

С достаточной точностью можно принять, что давление масла уменьшается по линейному закону от p_1 по контуру кармана до нуля по наружному контуру опоры. Тогда коэффициент C_F можно вычислить, приравняв объемы соответствующих эпюр давления, т. е. объемы обелиска и параллелепипеда:

$$C_F = \frac{P}{Fp_1} = \frac{1}{6L_1B}(2L_1B + lB + 2lb + L_1b). \qquad (2)$$

Более точные формулы для C_F можно получить, используя метод электрогидравлической аналогии.

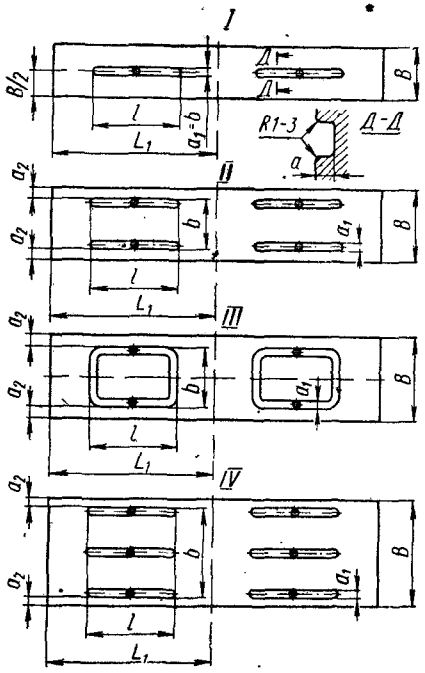


Рис. 150. Рекомендуемые формы карманов

Таблица 35

Рекомендуемые размеры масляных карманов в *мм*

Ширина направляющей B	$\frac{l}{b}$	a_2	a_1	a	Форма кармана (по рис. 150)
40—50	—	—	8	4	I
60—70	>4	15	8	4	II
80—100	>4	20	10	5	II
80—100	<4	20	10	5	III
110—140	>4	30	12	6	II
110—140	<4	30	12	6	III
150—190	—	30	12	6	IV
$\geqslant 200$	—	40	15	6	IV

Форма масляных карманов показана на рис. 150 и в табл. 35. Так как длина опоры (т. е. участка направляющих, относящегося к одному карману) значительно больше ширины, то поперечные участки масляной канавки существенной роли не играют. Поэтому в большинстве случаев карманы можно выполнять в виде двух или трех продольных масляных канавок (рис. 150, варианты II и IV). Лишь при малом отношении длины кармана к его ширине $\left(\frac{l}{b} < 4\right)$ предпочтительнее замкнутая канавка (вариант III). При малой ширине направляющих следует ограничиться одной канавкой, так как в противном случае чрезмерно уменьшается расстояние между канавкой и краем направляющих (вариант I).

Для гидростатических направляющих, работающих в условиях жидкостного трения, следует стремиться к уменьшению влияния гидродинамической подъемной силы, приводящей к изменению толщины масляного слоя с изменением скорости скольжения. Поэтому для этих направляющих продольные канавки благоприятны.

При значительных скоростях скольжения (направляющие стола плоско- или круглошлифовального станка, планшайбы карусельного станка) в целях снижения потерь на трение карманы целесообразно выполнять в виде сплошных углублений.

Дроссели различают двух типов: типа канала со значительным отношением длины к диаметру (дроссель трения) и в виде диафрагмы с отверстием, имеющим весьма малое отношение длины к диаметру. В гидростатических направляющих следует применять дроссели трения, которые обеспечивают подобие условий истечения через дроссель и через направляющие.

Расход масла для дросселя этого типа

$$Q = \frac{\Delta p}{R_0}; \qquad (3)$$

в случае отверстия некруглого сечения

$$R_0 \approx 6{,}9 \cdot 10^{-9} \beta_0 \frac{\mu l_0}{d^4_{0э\,кв}}; \qquad (4)$$

в случае отверстия круглого сечения $\beta_0 = 1$.

Зазор толщиной h в направляющих можно рассматривать как щель дросселя трения, для которого

$$Q = \frac{\Delta p}{R_1}, \qquad (5)$$

где

$$R_1 = \frac{12\mu l_1}{981 \cdot 10^5 \cdot 60 h^3 b_1} = 2{,}04 \cdot 10^{-9} \frac{\mu l_1}{h^3 b_1}. \qquad (6)$$

В случае подачи масла в карман и истечения в четыре стороны

$$R_1 = 0{,}51 \cdot 10^{-9} \frac{\mu}{h^3\left(\frac{l}{B-b} + \frac{b}{L-l}\right)} \qquad (7)$$

(предполагается, что линии тока масла перпендикулярны стенкам кармана).

В формулах (3) — (7): Δp — перепад давления в $кГ/см^2$; R_0 и R_1 — сопротивление соответственно дросселя и направляющих; μ — коэффициент динамической вязкости в *спз*; l_0 и d_0 — длина и диаметр отверстия дросселя в *см*; $d_{0экв}$ — диаметр в *см* эквивалентного круглого отверстия, площадь которого равна площади некруглого отверстия дросселя; l_1 и b_1 — длина и ширина щели в направляющих в *см*; l, B, b — размеры опоры в *см* (см. рис. 149); h — зазор в направляющих в *см*.

Толщина масляного слоя (зазора) h может быть найдена из условия равенства расходов масла, протекающего через входной дроссель и через зазор между направляющими (рис. 149).

Для дросселя трения из равенств (3) и (5) имеем

$$Q=\frac{p_н-p_1}{R_0}=\frac{p_1}{R_1},$$

где $p_н$ — давление на входе в $кГ/см^2$.

Подставив значения R_0 и R_1 из уравнений (4) и (7), находим

$$h=C\sqrt[3]{\frac{p_н-p_1}{p_1}}=C\sqrt[3]{\frac{1-m}{m}}, \qquad (8)$$

где

$$m=\frac{p_1}{p_н}=\frac{P}{C_F F p_н}; \qquad (9)$$

$$C=\sqrt[3]{0{,}074\,\frac{d_{0\,экв}^4}{\beta_0 l_0}\,\frac{1}{\frac{l}{B-b}+\frac{b}{L-l}}}. \qquad (10)$$

Применение дросселя типа канала для гидростатических направляющих обеспечивает независимость толщины масляного

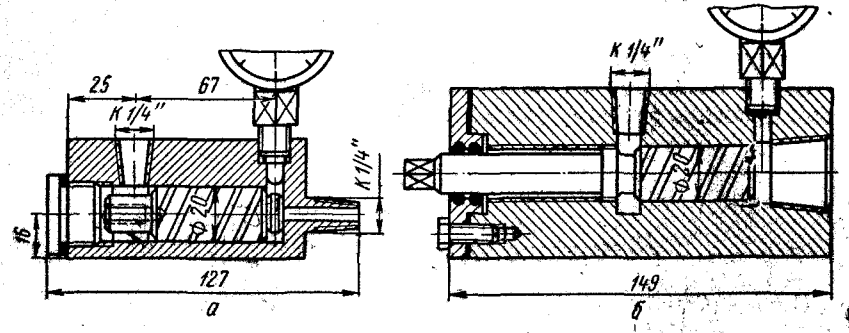


Рис. 151. Дроссели винтовые:

а — нерегулируемый; *б* — регулируемый

слоя h (а, следовательно, и его жесткости) от вязкости масла μ. Другое важное преимущество дросселей этого типа — меньшая засоряемость вследствие возможности увеличения проходного сечения за счет увеличения длины канала. На рис. 151 показаны рекомендуемые конструкции нерегулируемого и регулируемого дросселей с винтовой канавкой.

Жесткость масляного слоя [60]:

$$j=-\frac{3C_F}{C}F p_н m^2\left(\frac{1-m}{m}\right)^{\frac{2}{3}}. \qquad (11)$$

Знак минус означает, что с повышением нагрузки толщина слоя уменьшается. В дальнейших выкладках знак минус для удобства опускаем.

Определяем оптимальное значение $m=m_{опт}$, соответствующее максимальной жесткости. Из условия $\frac{dj}{dm}=0$ находим, что $m_{опт}=\frac{2}{3}$. Следует подчеркнуть, что это значение $m_{опт}$ соответствует постоянной величине C, т. е. постоянному сопротивлению дросселя. На рис. 152 даны графики зависимостей (8) и (11).

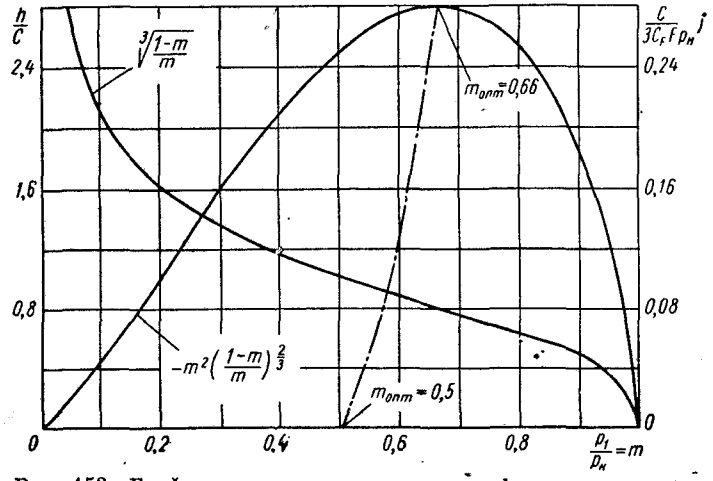


Рис. 152. График для определения зазора h и жесткости j

Подставив из равенств (8) и (9) выражения для $p_н$ и C в равенство (11), получаем

$$j=3(1-m)\frac{P}{h}. \qquad (12)$$

Из формулы (12) следует, что жесткость j должна возрастать с уменьшением m, т. е. с возрастанием входного давления $p_н$. Оптимальное значение $m_{опт}=\frac{2}{3}$ соответствует не абсолютному максимуму жесткости (который соответствует значению $m=0$ и $p_н=\infty$), а максимальному значению j_{max}, достижимому при изменении нагрузки и постоянстве остальных параметров ($p_н$, C).

При проектировании незамкнутых направляющих можно исходить из $m_{опт}=\frac{2}{3}$ (для средней нагрузки), так как чем ниже $p_н$, тем больше надежность работы (меньше утечки масла и т. п.); при этом достигается максимальная жесткость при минимальной затрате энергии (т. е. минимальном нагреве) и наименьшем времени срабатывания системы с момента включения.

При количестве опор подвижного узла (стола, стойки и т. п.), равном i, и при равномерном распределении нагрузки между опорами жесткость масляного слоя всей системы опор

$$J = 3(1-m)\,i\frac{P}{h} = 3(1-m)\frac{N}{h}, \qquad (13)$$

где N — нагрузка на направляющие стола.

Таким образом, жесткость J прямо пропорциональна нагрузке N и обратно пропорциональна зазору h.

При $m_{onm} = \frac{2}{3}$ жесткость для одной опоры

$$j_{\max} = 3(1-m_{onm})\frac{P}{h} = 3\left(1-\frac{2}{3}\right)\frac{P}{h} = \frac{P}{h}, \qquad (14)$$

для всего равномерно нагруженного узла

$$J_{\max} = \frac{N}{h}. \qquad (15)$$

Под h понимается зазор между двумя идеально гладкими поверхностями. В действительности поверхности направляющих являются шероховатыми и имеют неровности, высота которых соизмерима с величиной зазора. Таким образом, для реальных поверхностей величину h можно рассматривать как некоторый приведенный зазор, равный сумме начального зазора h_0, образованного микро- и макронеровностями поверхностей, и зазора $h_э$ от всплывания, т. е. от вертикального перемещения верхней каретки (стола).

При заданном диапазоне изменения нагрузки $Д = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} = \frac{m_{\max}}{m_{\min}}$ целесообразно так выбирать параметры гидростатических направляющих, чтобы при среднем значении нагрузки $P_{ср} = \frac{P_{\max}+P_{\min}}{2}$ жесткость была бы максимальной, а величины жесткости при крайних значениях нагрузки были бы равны между собой. Это условие приводит к следующим зависимостям:

$$\frac{h_{\min}}{h_{\max}} = \sqrt[3]{\frac{\frac{1}{Д}+1-2m_{onm}}{Д+1-2m_{onm}}}; \qquad (16)$$

$$\frac{j_{\min}}{j_{\max}} = \frac{4}{(Д+1)^2}\left[\frac{Д+1-2m_{onm}}{2(1-m_{onm})}\right]^{\frac{2}{3}}. \qquad (17)$$

При $Д = 2$, $\frac{h_{\min}}{h_{\max}} = 0{,}5$ и $\frac{j_{\min}}{j_{\max}} = 0{,}79$. Так как меньшее значение $\frac{h_{\min}}{h_{\max}}$ практически допустить нельзя вследствие чрезмерного уменьшения жесткости, то величину $Д = 2$ следует считать предельно

допустимой для рассматриваемого типа незамкнутых гидростатических направляющих.

Для диапазона изменения нагрузки от $Д = 1$ до $Д = 2$ можно принять в среднем $m_{onm} = 0{,}65$ (см. рис. 152).

Так как минимальный зазор соответствует максимальной нагрузке, то на основании формулы (8)

$$C = \frac{h_{\min}}{\sqrt[3]{\frac{1-m_{\max}}{m_{\max}}}},$$

откуда при $m_{onm} = 0{,}65$

$$C = \frac{h_{\min}}{\sqrt[3]{\frac{\frac{1}{Д}-0{,}3}{1{,}3}}}. \qquad (18)$$

Подставив в формулу (11) выражение для $p_н$ из формулы (9) и выражение для C из формулы (18) и приняв $m = m_{onm} = 0{,}65$ при $P = P_{ср}$, получим следующее выражение для максимального значения жесткости:

$$j_{\max} = 1{,}18\frac{\sqrt[3]{\frac{1}{Д}-0{,}3}}{h_{\min}}P_{ср}. \qquad (19)$$

Параметры насоса. Входное давление $p_н$ определяется из условия, что при нагрузке $P_{ср}$ величина $\frac{p_1}{p_н} = m_{onm} = 0{,}65$; $p_н = \frac{p_1}{0{,}65}$.

Подставив значения p_1 из (1), получим

$$p_н = \frac{P_{ср}}{0{,}65C_F F}. \qquad (20)$$

Наибольший расход масла

$$Q_{\max} = \frac{p_н - p_{1\min}}{R_0}, \qquad (21)$$

где R_0 — сопротивление дросселя.

Так как

$$p_{1\min} = \frac{P_{\min}}{C_F F} = \frac{2}{C_F F}\cdot\frac{P_{ср}}{1+Д}, \qquad (22)$$

то, подставив выражения (20) и (22) в равенство (21), получаем

$$Q_{\max} = \frac{P_{ср}}{C_F F R_0}\left(1{,}54-\frac{2}{1+Д}\right). \qquad (23)$$

Трение в гидростатических направляющих

Сила жидкостного трения для одной опоры

$$T=\frac{1}{10^6\cdot 60}\mu\,(F-F_к)\frac{v}{h}, \qquad (24)$$

где F — площадь опоры в $см^2$; $F_к$ — площадь канавок, образующих карман, в $см^2$; v — скорость движения стола в $м/мин$.

Скорость масла, прокачиваемого через щель, практически не влияет на силу трения T, так как масло вытекает из опоры во всех направлениях и сумма проекций сил трения на направление движения близка к нулю. Поэтому при неподвижном столе на него не действует сила трения, препятствующая его перемещению, хотя при этом имеются потери на трение, связанные с прокачиванием масла.

Коэффициент трения

$$f=\frac{T}{P}=\frac{T}{F\sigma}=\frac{1}{10^6\cdot 60\cdot h}\left(1-\frac{F_к}{F}\right)\frac{\mu v}{\sigma}. \qquad (25)$$

Значения f для скоростей подач даже при неблагоприятных условиях весьма малы.

ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ЗАМКНУТЫЕ НАПРАВЛЯЮЩИЕ С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Основные зависимости. Гидростатические замкнутые направляющие с дроссельным регулированием следует применять: если диапазон изменения нагрузки больше двух; при наличии существенных опрокидывающих моментов; если требуется повышенная жесткость направляющих. Они отличаются наличием дополнительных гидростатических направляющих (обычно выполняемых в виде планок), препятствующих разъединению сопряженных деталей (рис. 153). Как основные, так и дополнительные направляющие имеют карманы, к каждому из которых (или к каждой группе из которых) через индивидуальный дроссель подводится под давлением масло.

Каждый участок основной направляющей площадью $F_1 = L_1B_1$, снабженный карманом, совместно с соответствующим участком дополнительной направляющей площадью $F_2 = L_2B_2$ (обычно $L_1 = L_2$) можно рассматривать как отдельную опору. Между направляющими подвижного и неподвижного узла имеется суммарный зазор $2h_a$. Распределение этого зазора между основными и дополнительными направляющими зависит от величины нагрузки P (см. рис. 153). С увеличением нагрузки зазор h_1 уменьшается, а зазор h_2 увеличивается, причем

$$h_1+h_2=2h_a. \qquad (26)$$

Из условия равновесия

$$P=P_1-P_2=p_1F_1C_{F1}-p_2F_2C_{F2}, \qquad (27)$$

где P — нагрузка на опору в $кГ$; P_1 — нагрузка на одну опору основных направляющих в $кГ$; p_1 — давление в масляном кармане основной направляющей в $кГ/см^2$; F_1 — площадь опоры на основной направляющей в $см^2$; C_{F1} — коэффициент несущей поверхности основной направляющей; P_2, p_2, F_2, C_{F2} — то же, для дополнительной направляющей.

Коэффициенты несущей поверхности так же, как и для незамкнутых направляющих, равны отношению давления, вычисленного

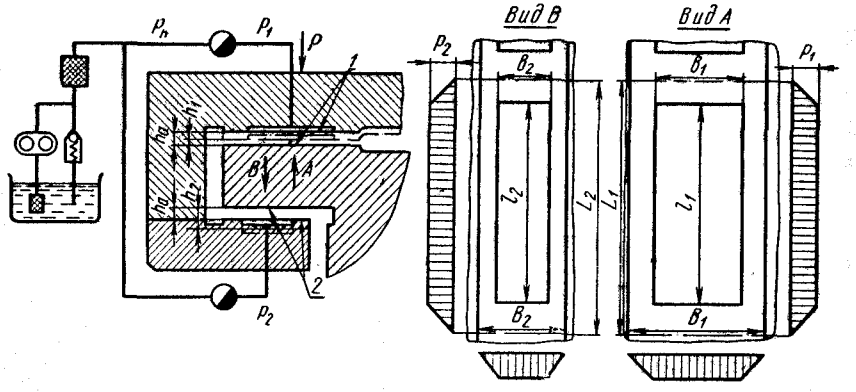


Рис. 153. Схема замкнутых гидростатических направляющих:
1 — основные направляющие, *2* — дополнительные

из условия равномерного распределения нагрузки по всей площади, к давлению в кармане. Они определяются по следующим приближенным формулам, аналогичным формуле (2):

$$C_{F1}=\frac{P_1}{F_1p_1}=\frac{1}{6L_1B_1}(2L_1B_1+l_1B_1+2l_1b_1+L_1b_1); \qquad (28)$$

$$C_{F2}=\frac{P_2}{F_2p_2}=\frac{1}{6L_2B_2}(2L_2B_2+l_2B_2+2l_2b_2+L_2b_2). \qquad (28а)$$

Здесь l_1, b_1 и l_2, b_2 — размеры карманов на основной и дополнительной направляющих.

Из условия равенства расходов масла через дроссель и через зазор в направляющих получаем аналогично формуле (8):

$$\left.\begin{aligned} h_1&=C_1\sqrt[3]{\frac{p_н-p_1}{p_1}}=C_1\sqrt[3]{\frac{1-m_1}{m_1}};\\ h_2&=C_2\sqrt[3]{\frac{p_н-p_2}{p_2}}=C_2\sqrt[3]{\frac{1-m_2}{m_2}}, \end{aligned}\right\} \qquad (29)$$

где h_1 и h_2 — толщина масляного слоя в основных и дополнительных направляющих в *см*; $m_1 = \frac{p_1}{p_н}$ и $m_2 = \frac{p_2}{p_н}$ — безразмерная нагрузка на основные и дополнительные направляющие; C_1 и C_2 — коэффициенты, определяемые по формулам, аналогичным формуле (10):

$$\left.\begin{aligned} C_1 &= \sqrt[3]{0{,}074\,\frac{d_{01\,экв}^3}{\beta_0 l_{01}}\cdot\frac{1}{\frac{l_1}{B_1-b_1}+\frac{b_1}{L_1-l_1}}}\;; \\ C_2 &= \sqrt[3]{0{,}074\,\frac{d_{02\,экв}^3}{\beta_0 l_{02}}\cdot\frac{1}{\frac{l_2}{B_2-b_2}+\frac{b_2}{L_2-l_2}}}\;; \end{aligned}\right\} \qquad (30)$$

$d_{01\,экв}$ и $d_{02\,экв}$ — диаметр (в *см*) эквивалентного круглого отверстия, площадь которого равна площади некруглого отверстия канала дросселя соответственно для основной и дополнительной направляющих; l_{01} и l_{02} — длина канала дросселя (в *см*) соответственно для основной и дополнительной направляющих.

Из равенств (26), (27), (29) получаем

$$P = p_н C_1^3 F_1 C_{F1}\left[\frac{1}{h_1^3+C_1^3}-\frac{K}{(2h_a-h_1)^3+C_2^3}\right], \qquad (31)$$

где $K = \frac{C_2^3}{C_1^3}\cdot\frac{F_2}{F_1}\cdot\frac{C_{F2}}{C_{F1}}$.

Целесообразно задаться условием, чтобы при $h_1 = h_2 = h_a$ давление $p_1 = p_2$ и, следовательно, $m_1 = m_2 = m_a$. Тогда на основании равенств (29)

$$C_1 = C_2 = C = h_a\sqrt[3]{\frac{m_a}{1-m_a}}. \qquad (32)$$

Введем безразмерную величину ε, характеризующую относительное изменение толщины масляного слоя:

$$\varepsilon = \frac{h_a - h_1}{h_a}. \qquad (33)$$

Из равенств (31), (32) и (33) получаем после преобразований следующее безразмерное выражение для определения нагрузки на опору P:

$$\frac{P}{p_н F_1 C_{F1}} = \frac{m_a}{1-m_a}\left[\frac{1}{(1-\varepsilon)^3+\frac{m_a}{1-m_a}}-\frac{K}{(1+\varepsilon)^3+\frac{m_a}{1-m_a}}\right]. \qquad (34)$$

Жесткость опоры определяем, дифференцируя выражение (31) и учитывая равенства (26) и (32):

$$j = \frac{dP}{dh_1} = -3p_н C^3 F_1 C_{F1}\left\{\frac{h_1^3}{(h_1^3+C^3)^2}+\frac{(2h_a-h_1)^2 K}{[(2h_a-h_1)^3+C^3]^2}\right\}. \qquad (35)$$

Используя равенство (33), получаем после преобразований следующее безразмерное выражение для определения жесткости опоры j:

$$\frac{h_a}{3p_н F_1 C_{F1}} j = -\frac{m_a}{1-m_a}\left\{\frac{(1-\varepsilon)^2}{\left[(1-\varepsilon)^3+\frac{m_a}{1-m_a}\right]^2}+\frac{(1+\varepsilon)^2 K}{\left[(1+\varepsilon)^3+\frac{m_a}{1-m_a}\right]^2}\right\}. \qquad (36)$$

Знак минус в правой части равенства (36) показывает, что с увеличением нагрузки толщина масляного слоя уменьшается. В дальнейших выкладках знак минус опускаем. По формуле (36) жесткость масляного слоя обратно пропорциональна зазору h_a. Поэтому необходимо стремиться к уменьшению h_a. Из равенства (33) следует, что $h_a = \frac{h_1}{1-\varepsilon}$.

Для уменьшения h_a необходимо уменьшить h_1 и ε. Наименьшая величина h_1 ограничивается технологическими возможностями повышения точности и уменьшения шероховатости поверхностей направляющих.

На основании проведенных экспериментов можно принять: для малых и средних станков соответственно $h_{min} = 15 \div 25$ *мк*; для тяжелых станков $h_{min} = 40 \div 60$ *мк*.

При малых ε значение $m_a = 0{,}5$ является оптимальным из условий максимальной жесткости масляного слоя. При этом, как следует из формулы (32), $C = h_a$. Подставив $m_a = 0{,}5$ в выражения (34) и (36), получаем

$$\frac{P}{p_н F_1 C_{F1}} = \frac{1}{(1-\varepsilon)^3+1}-\frac{K}{(1+\varepsilon)^3+1}; \qquad (37)$$

$$\frac{h_a}{3p_н F_1 C_{F1}} j = \frac{(1-\varepsilon)^2}{[(1-\varepsilon)^3+1]^2}+\frac{(1+\varepsilon)^2 K}{[(1+\varepsilon)^3+1]^2}. \qquad (38)$$

На рис. 154 представлены семейства кривых, соответствующих выражениям (37) и (38).

При заданном диапазоне $Д$ изменения нагрузки целесообразно так проектировать гидростатические направляющие, чтобы наименьшая толщина масляного слоя в основной направляющей h_{1min} при действии максимальной нагрузки P_{max} была равна наименьшей толщине масляного слоя в дополнительной направляющей h_{2min} при действии минимальной нагрузки P_{min}. Для этого необходимо, чтобы соответствующие относительные смещения были равны по абсолютной величине, т. е. чтобы

$$\varepsilon_{max} = -\varepsilon_{min}. \qquad (39)$$

Используя равенства (37) и (39), получаем

$$\frac{P_{max}}{p_н F_1 C_{F1}} = \frac{1}{(1-\varepsilon_{max})^3+1}-\frac{K}{(1+\varepsilon_{max})^3+1}; \qquad (40)$$

$$\frac{P_{min}}{p_н F_1 C_{F1}} = \frac{1}{(1+\varepsilon_{max})^3+1}-\frac{K}{(1-\varepsilon_{max})^3+1}. \qquad (41)$$

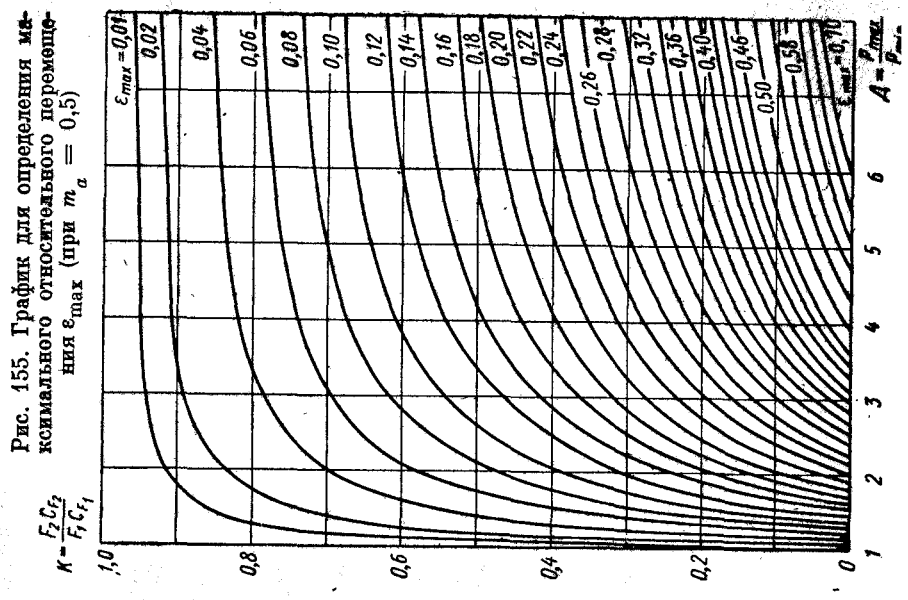


Рис. 155. График для определения максимального относительного перемещения ε_{max} (при $m_a = 0{,}5$)

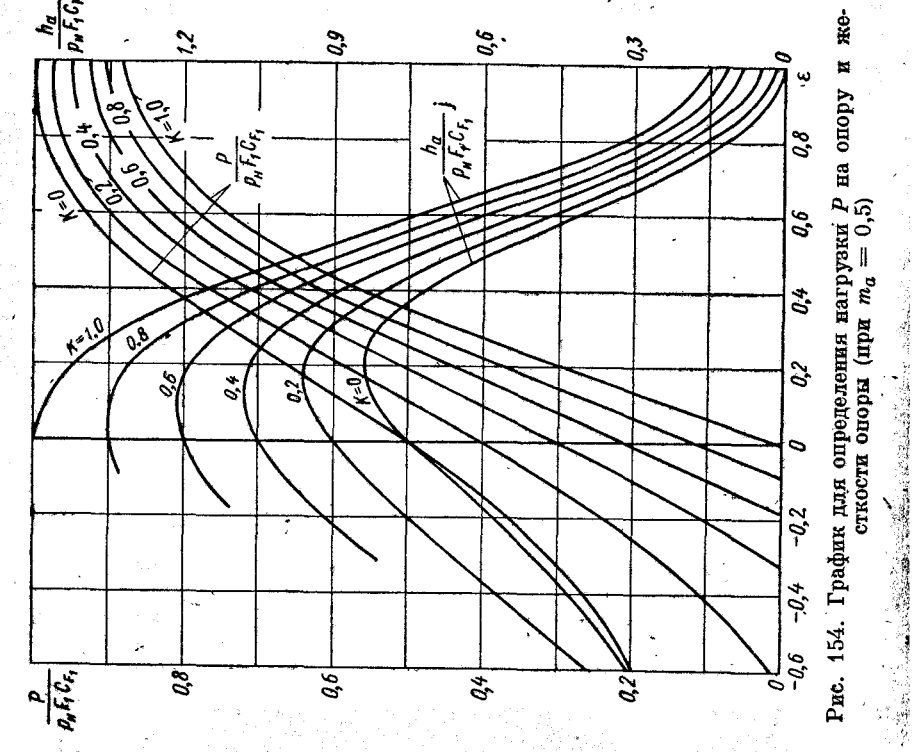


Рис. 154. График для определения нагрузки P на опору и жесткости опоры (при $m_a = 0{,}5$)

Разделив равенства (40) на (41), получаем после преобразований

$$K = \frac{Д\left[(1-\varepsilon_{max})^3+1\right]-\left[(1+\varepsilon_{max})^3+1\right]}{Д\left[(1+\varepsilon_{max})^3+1\right]-\left[(1-\varepsilon_{max})^3+1\right]}. \qquad (42)$$

На рис. 155 представлено семейство кривых, соответствующее выражению (42).

Сравнительная оценка жесткости незамкнутых и замкнутых гидростатических направляющих. Замкнутые направляющие позволяют обеспечить значительно более высокую жесткость масляного слоя, чем незамкнутые. Это видно из следующего. Пусть задана нагрузка P и толщина масляного слоя h.

Для незамкнутых направляющих, согласно выражению (12),

$$j = 3(1-m)\frac{P}{h} = 3\left(1-\frac{P}{p_н F_1 C_{F1}}\right)\frac{P}{h}. \qquad (43)$$

Для замкнутых направляющих (при $\varepsilon = 0$ и, следовательно, при $h_a = h$)

$$j = \frac{3}{2}\left(\frac{p_н F_1 C_{F1}}{P}-1\right)\frac{P}{h}. \qquad (44)$$

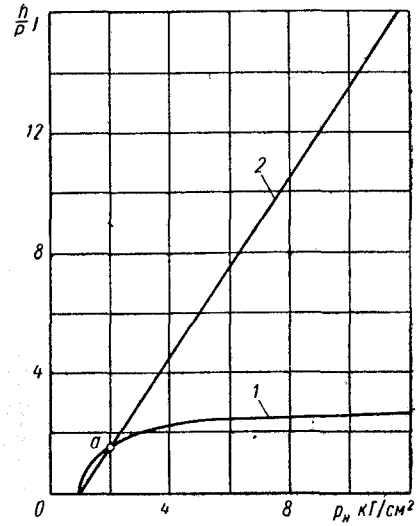


Рис. 156. Сравнение жесткости незамкнутых (*1*) и замкнутых (*2*) гидростатических направляющих (при $\frac{P}{F_1 C_{F1}} = 1$; $\varepsilon = 0$; $m_a = 0{,}5$)

На рис. 156 дан график, построенный по уравнениям (43) и (44). Из совместного решения указанных уравнений следует, что точка a пересечения кривых *1* и *2* соответствует значению $m = 0{,}5$. Используя уравнения (43) и (44), можно определить области рационального применения незамкнутых и замкнутых гидростатических направляющих из условия жесткости.

Как правило, при проектировании незамкнутых направляющих следует принимать для средней нагрузки $m = \frac{2}{3}$, так как это значение m соответствует максимальной жесткости, достижимой при минимальной величине давления на входе $p_н$, т. е. при минимальной затрате энергии и минимальном тепловыделении. На рис. 156, например, значение $m = \frac{2}{3}$ соответствует $p_н = 1{,}5$ *кГ/см²*. В отдельных случаях, с целью некоторого повышения жесткости, можно уменьшить m до $^1/_2$, что соответствует

точке *а* пересечения кривых *1* и *2*. Дальнейшее значительное повышение жесткости может быть достигнуто переходом на замкнутые направляющие.

Расчет по критерию жесткости масляного слоя. Сначала необходимо выбрать соотношение размеров основной и дополнительной направляющих, т. е. величину $K=\frac{F_2C_{F_2}}{F_1C_{F_1}}$. При выборе величины K необходимо учитывать следующее. С увеличением K повышается жесткость масляного слоя j вследствие увеличения необходимого при данной нагрузке давления масла на входе. При обычной конструктивной форме направляющих величина $\frac{B_2}{B_1}<0{,}4$, а значит, при одинаковой длине опор ($L_2 = L_1$) и примерно одинаковых коэффициентах несущей поверхности ($C_{F_2} \approx C_{F_1}$) величина $K=\frac{F_2C_{F_2}}{F_1C_{F_1}}<0{,}4$. Дальнейшее увеличение K, а следовательно, жесткости направляющих может быть достигнуто уменьшением ширины опор B_1, длины опор L_1, коэффициента C_{F_1}.

При отсутствии особо высоких требований к жесткости масляного слоя и невозможности или нежелательности осуществления системы с большим давлением масла следует принимать $K = 0{,}3 \div 0{,}5$. При особо высоких требованиях к жесткости и при возможности осуществления системы с высоким давлением масла рекомендуется принимать $K = 0{,}5 \div 0{,}7$. Для боковых направляющих (с вертикальными гранями), воспринимающих нагрузку от поперечных сил, следует принимать $K = 1$.

Расчет рекомендуется производить следующим образом.

1. Задаемся соотношением K эффективных площадей дополнительной и основной направляющих (см. выше).

2. Определяем ширину B_1 основной направляющей, исходя из того, чтобы среднее давление σ не превышало общепринятого для данного типа станка более чем на 50%.

3. Определяем ширину B_2 дополнительной направляющей $B_2 \approx B_1K$.

4. Выбираем число опор (карманов). При длине направляющих подвижного узла до 2 *м* число опор по длине следует принимать от двух до четырех; при длине направляющих свыше 2 *м* длину опор следует принимать от 0,5 до 1,5 *м*; бо́льшие длины опор — при равномерной нагрузке направляющих и малой жесткости корпусных деталей.

5. Назначаем размеры масляных карманов. Рекомендации по выбору размеров карманов такие же, как для незамкнутых гидростатических направляющих.

6. Вычисляем коэффициенты несущей поверхности C_{F_1} и C_{F_2} по формулам (28) и (28а).

7. Для типичных режимов работы определяем нагрузку P для каждой опоры (участка) направляющих. Выявляем максимальную P_{max} и минимальную P_{min} нагрузки на каждую опору. Далее рассчитываем наиболее нагруженную опору.

8. Определяем диапазон $Д$ изменения нагрузки.

9. Определяем по графику, показанному на рис. 155, максимальное относительное смещение ε_{max}, исходя из найденных ранее величин K и $Д$.

10. Определяем начальный зазор h_a, задавшись минимальной толщиной масляного слоя h_{min} (рекомендуемые величины h_{min} см. выше), $h_a=\frac{h_{min}}{1-\varepsilon_{max}}$.

11. Определяем по графику, показанному на рис. 154, величины $\frac{P_{max}}{p_нF_1C_{F_1}}$ и $\frac{h_a}{p_нF_1C_{F_1}}j_{max}$, соответствующие значению ε_{max}, и величины $\frac{P_{min}}{p_нF_1C_{F_1}}$ и $\frac{h_a}{p_нF_1C_{F_1}}j_{min}$, соответствующие значению $\varepsilon_{min} = -\varepsilon_{max}$.

12. Определяем давление масла на входе $p_н$:

$$p_н=\frac{P_{max}}{F_1C_{F_1}}:\frac{P_{max}}{p_нF_1C_{F_1}}.$$

13. Определяем максимальную j_{max} и минимальную j_{min} жесткости масляного слоя одной опоры:

$$j_{max}=\left(\frac{h_a}{p_нF_1C_{F_1}}j_{max}\right)\frac{p_нF_1C_{F_1}}{h_a};$$

$$j_{min}=\left(\frac{h_a}{p_нF_1C_{F_1}}j_{min}\right)\frac{p_нF_1C_{F_1}}{h_a}.$$

14. Определяем соотношение размеров дроссельных каналов:

$$\left.\begin{aligned}\frac{l_{01}}{d^4_{01\,экв}}&=\frac{0{,}074}{\beta_0C_1^3\left(\frac{l_1}{B_1-b_1}+\frac{b_1}{L_1-l_1}\right)};\\ \frac{l_{02}}{d^4_{02\,экв}}&=\frac{0{,}074}{\beta_0C_2^3\left(\frac{l_2}{B_2-b_2}+\frac{b_2}{L_2-l_2}\right)},\end{aligned}\right\}\qquad(45)$$

где $C_1 = C_2 = h_a$.

15. Определяем сопротивления R_{01} и R_{02} дросселей для основной и дополнительной направляющей:

$$\left.\begin{aligned}R_{01}&\approx 6{,}9\cdot10^{-9}\beta_0\frac{\mu l_{01}}{d^4_{01\,экв}};\\ R_{02}&\approx 6{,}9\cdot10^{-9}\beta_0\frac{\mu l_{02}}{d^4_{02\,экв}},\end{aligned}\right\}\qquad(46)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости в *спз*.

В формулах (45) и (46) коэффициент расхода β_0 можно принимать равным единице.

16. Определяем расход масла Q, протекающего через основную и дополнительную направляющие одной опоры:

$$Q = \frac{p_н - p_1}{R_{01}} + \frac{p_н - p_2}{R_{02}},$$

при $h = h_a$ $p_1 = p_2 = \frac{p_н}{2}$, поэтому

$$Q = \frac{0{,}5 p_н}{R_{01} R_{02}} (R_{01} + R_{02}). \qquad (47)$$

Так как максимальная величина относительного перемещения обычно мала, то во всем диапазоне изменения нагрузки расход через опору остается почти постоянным (уменьшение расхода через основные направляющие компенсируется увеличением расхода через дополнительные направляющие).

17. Определяем коэффициент f жидкостного трения по формуле (25).

ТРЕБОВАНИЯ К ГИДРОСТАТИЧЕСКИМ НАПРАВЛЯЮЩИМ И К СТАНКАМ, ОБОРУДОВАННЫМ ИМИ

Требования к направляющим. *Шабрение* направляющих должно быть равномерным по всей поверхности и при проверке на краску поверочной плитой или сопряженной деталью должно обеспечивать на площади 25 × 25 *мм* следующее количество несущих пятен: не менее 20 для направляющих шириной до 100 *мм* и не менее 16 для направляющих шириной свыше 100 *мм*.

Глубина шабрения должна быть: не более 3—5 *мк* для легких и средних станков и не более 6—10 *мк* для тяжелых и уникальных станков.

Прямолинейность и плоскостность на длине перемещаемого узла в любом месте станины должна быть: для легких и средних станков в пределах 0,01 *мм* и для тяжелых и уникальных станков в пределах 0,02 *мм*.

Материал направляющих, как правило, чугун; пористость, раковины и рыхлоты не допускаются. Для направляющих подвижного узла возможно применение накладок из сплава ЦАМ 10-5, бронзы и пластмасс.

Защита направляющих должна быть весьма надежной и осуществляться раздвижными телескопическими щитками с уплотнениями, гармоникообразными мехами, а также защитными устройствами с лентами.

Фиксация направляющих подвижного узла должна, как правило, осуществляться плавающими зажимными устройствами, обеспечивающими сохранение стабильного слоя масла, т. е. без выключения давления в гидростатической системе. Примерная

конструкция подобного зажимного устройства показана на рис. 157. Сила создается при помощи цилиндра *1*. Когда масло под давлением входит в полость *2*, поршень *3* со штоком *4* перемещается вверх и два башмака *5* зажимают находящуюся между ними направляющую станины.

Жесткость направляющих и корпусных деталей должна быть максимально повышена. Особое внимание должно быть обращено на размеры поперечного сечения направляющих и на толщину планок. Клинья должны быть заменены регулируемыми и жестко закрепляемыми планками.

Форма направляющих в связи с высокими требованиями к точности и жесткости выбирается наиболее простой и технологичной. Предпочтительными являются прямоугольные направляющие, применяют также цилиндрические и комбинированные (V-образная — плоская и цилиндрическая — плоская).

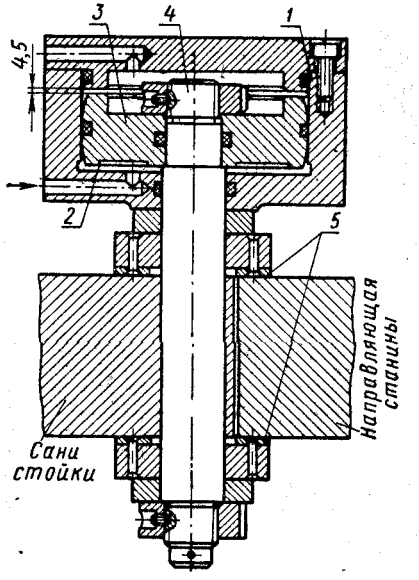


Рис. 157. Плавающий зажим на санях стойки фрезерно-расточного станка фирмы Инноченти

Требование к станкам. *Сбор масла* должен быть обеспечен соответствующей компоновкой станка и конструкцией корпусных деталей. В ряде случаев встречаются трудности в обеспечении сбора масла, например при невозможности подвести маслособирающие устройства (корыта и т. п.) к открытым торцам направляющих, при вертикальном расположении направляющих и больших расходах масла и т. п. В этих случаях принимают следующие меры для уменьшения утечек: по периметру рабочих поверхностей направляющих делают дренажные канавки (рис. 158) или уплотнения, окружающие масляные карманы (рис. 159).

Применение уплотнений позволяет создать замкнутую систему смазки. На рис. 159 показан пример такого рода направляющих, в которых имеются карманы *1*, окруженные кольцевым рабочим поясом *2* и дренажной канавкой *3*; в последней имеется уплотняющее кольцо *4*, прижимаемое к направляющей станины *5* пружиной *6*. Недостатком направляющих с уплотнением является неизбежность некоторого дополнительного трения.

Перспективным является также применение для гидростатических направляющих масел весьма большой вязкости или даже

консистентных смазок, что позволяет резко снизить расход масла и, следовательно, упростить его сбор. Не исключено, что применение для гидростатических направляющих консистентных смазок позволит в некоторых случаях отказаться от сбора смазки, учитывая, что расход ее будет небольшим.

Тонкая фильтрация масла является важным условием хорошей работы гидростатических направляющих и должна быть обеспечена системой фильтров грубой и тонкой очистки.

Сорт масла выбирается по требуемой вязкости. В связи

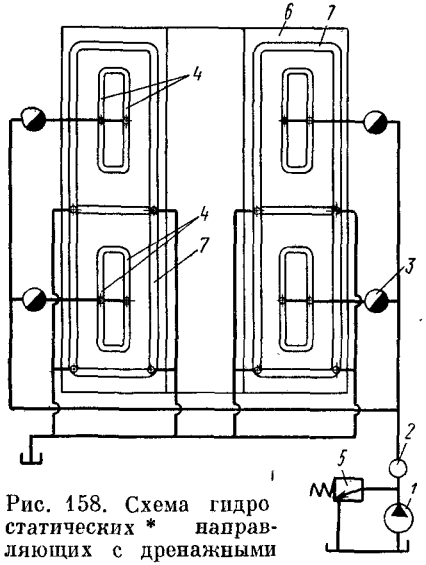


Рис. 158. Схема гидростатических * направляющих с дренажными канавками:

1 — насос; *2* — фильтр; *3* — дроссель; *4* — карман; *5* — предохранительный клапан; *6* — направляющая; *7* — дренажная канавка

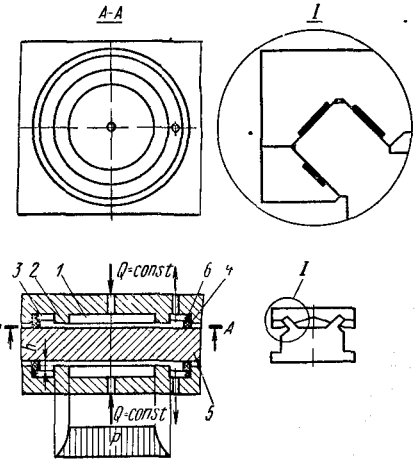


Рис. 159. Схема экспериментальных гидростатических направляющих, имеющих кольцевые карманы, окруженные уплотнениями

с отсутствием металлического контакта противоизносные и антифрикционные присадки не требуются.

Так как трение в гидростатических направляющих возрастает пропорционально скорости, то целесообразно для снижения трения и тепловыделения уменьшать вязкость масла с повышением скорости. Рекомендуемые сорта масел приведены в табл. 36.

Система смазки станка должна быть снабжена блокировкой (реле давления и т. п.), исключающей возможность включения привода при отсутствии или недостаточном давлении масла в направляющих и сигнализирующей о недопустимом снижении давления масла.

* Левит Г. А., Лурье Б. Г. Гидростатические направляющие. Авторское свидетельство № 184585. Бюллетень изобретений № 15, 1966.

Таблица 36

Станки	Рекомендуемые сорта масел при скорости скольжения в м/мин		
	До 3	3—50	Св. 50
Легкие и средние	Индустриальное 20	Индустриальное 12	Велосит Л
Тяжелые	Индустриальное 45	Индустриальное 20	Индустриальное 12

Привод станка в связи с очень малыми силами трения в направляющих должен воспринимать практически все осевые нагрузки, что необходимо учитывать при его проектировании. В последнем звене привода подач должно быть предусмотрено устройство для выбора зазоров и создания натяга. Привод подачи, осуществляющий движение формообразования, т. е. работающий в процессе резания, как правило, должен иметь самотормозящее звено или устройство.

КОНСТРУКЦИИ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Направляющие с дроссельным регулированием для копировально-фрезерного станка с программным управлением фирмы Феери показаны на рис. 160. Станина *1* снабжена двумя накладными горизонтальными прямоугольными направляющими *2* и *3*, по которым

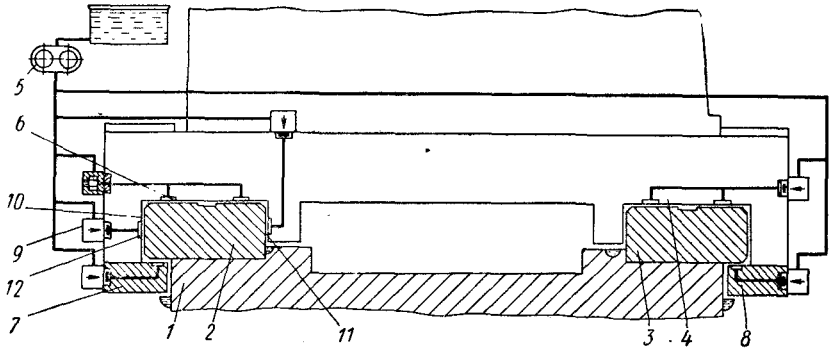


Рис. 160. Замкнутые гидростатические направляющие с дроссельным регулированием (английский патент № 876171)

перемещается стойка *4*, несущая фрезерную головку. Масло насосом *5* подается к карманам *6*, представляющим собой неглубокие выемки. К нижней части стойки прикреплены планки *7* и *8*, также имеющие карманы. Перед карманами установлены регулируемые дроссели *9*, обеспечивающие необходимый перепад

давлений. В системе предусмотрена тонкая фильтрация масла. Непрерывный поток масла, протекающего через карманы на верхних и нижних поверхностях направляющих, создает гидростатическое давление, уравновешивающее вес стойки, достигающий 9 *т*. Стабильное положение стойки относительно станины в поперечном направлении обеспечивается с помощью боковых направляющих *10* и *11* с карманами *12*.

Направляющие с регуляторами постоянного расхода обеспечивают более высокую жесткость масляного слоя при меньшем требуемом давлении на входе по сравнению с системой, в которой масло подается под постоянным давлением в дроссель и оттуда в карман.

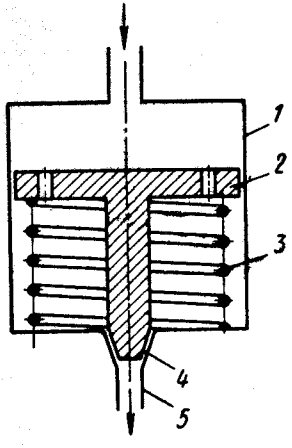


Рис. 161. Регулятор постоянного расхода

На рис. 161 представлена простая конструкция регулятора расхода, состоящего из цилиндра *1*, плунжера *2* с отверстиями, пружины *3* и игольчатого клапана *4*. Отверстия в плунжере *2* создают определенный перепад давлений в полостях цилиндра *1* при течении масла через регулятор. Равновесие плунжера достигается за счет усилия, создаваемого пружиной *3* малой жесткости, компенсирующей разность сил давления на плунжер.

Если давление на выходе *5*, а следовательно, и в нижней полости цилиндра *1* упадет (например, при уменьшении нагрузки на направляющие), то равновесие нарушится и плунжер *2* переместится вниз, уменьшив дросселирующую щель *4*. Так как перемещение плунжера будет очень малым, то усилие пружины *3* практически останется неизменным. Таким образом, расход масла, определяемый перепадом давлений в отверстиях плунжера, является для данного регулятора постоянной величиной, не зависящей от давления на выходе.

Направляющие с питанием каждой опоры от насоса (или дозатора) постоянного расхода наиболее удобны для тяжелых станков. Жесткость масляного слоя в них обеспечивается тем, что в зависимости от нагрузки меняется сопротивление истечению масла из кармана и, следовательно, соответственно изменяется давление в кармане. Жесткость масляного слоя в этой системе выше, чем в системе с дросселями, но ниже, чем в системе с мембранными регуляторами.

На рис. 162, *а* показана схема питания гидростатических круговых направляющих тяжелого карусельного станка фирмы Фрорип (ФРГ). Ввиду громоздкости такой системы (с шестью насосами) фирма в последних моделях станков применила другую

систему (рис. 162, *б*) с двумя насосами постоянного расхода *1* и *5*, каждый из которых соединен с дозаторами шестеренчатого типа *6*. В свою очередь, каждый дозатор подключен к одному из карманов *2* на круговой направляющей *3*. При этом дозаторы насоса *1* соединены с половиной всех карманов, расположенных через один, а дозаторы насоса *5* соединены с оставшейся половиной карманов. Поэтому исключается возможность перекоса планшайбы в случае, если производительности двух насосов несколько различаются между собой. Каждый карман соединен с манометром *4*.

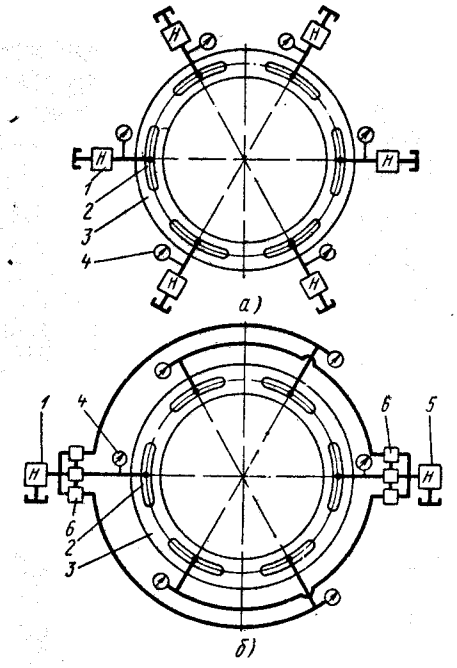


Рис. 162. Гидростатические направляющие планшайбы карусельного станка:

а — с насосами постоянного расхода; *б* — с насосами постоянного расхода и дозаторами

Направляющие с регуляторами постоянного перепада

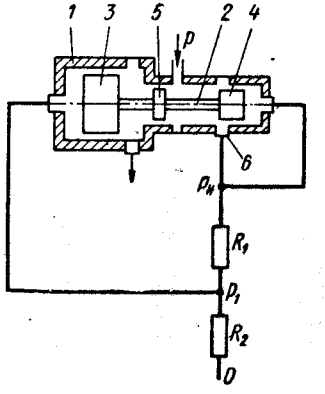


Рис. 163. Гидростатические направляющие с регуляторами постоянного перепада давления (английский патент № 906818)

давления обеспечивают постоянство отношения $\frac{p_1}{p_н} = m$ во всем диапазоне изменения нагрузки, а следовательно, и повышенную жесткость.

Масло подается в регулятор *1* (рис. 163) под давлением p и при его прохождении между средней *5* и правой *4* ступенью золотника *2* дросселируется у правой кромки золотника; далее под давлением $p_н$ масло поступает в дроссель с сопротивлением R_1. Затем оно попадает в карман направляющей, имеющий сопротивление R_2.

Соотношение площадей правого торца ступени *4* и левого торца ступени *3* золотника равно требуемому отношению $\frac{p_1}{p_н}$. При

увеличении p_1 увеличивается давление на левый торец ступени *3* золотника, который при этом сдвигается вправо, уменьшая сопротивление дросселирующей щели у правой кромки золотника. Так как вход *6* к основному дросселю с сопротивлением R_1 соединен с правым торцом ступени *4* золотника, а выход — с левым торцом ступени *3* золотника, то соотношение давлений $\frac{p_1}{p_н}$ будет всегда поддерживаться равным соотношению площадей торцов золотника. Таким образом, при изменении нагрузки на опору с соответствующим изменением давления p_1 будет автоматически изменяться давление $p_н$ так, что отношение $\frac{p_1}{p_н}$ останется неизменным и равным оптимальному, при котором жесткость масляного слоя максимальная.

Направляющие с мембранными регуляторами показаны на рис. 164 [124].

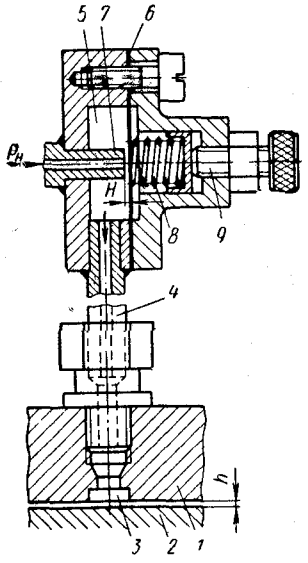


Рис. 164. Незамкнутые гидростатические направляющие с мембранными регуляторами [124]

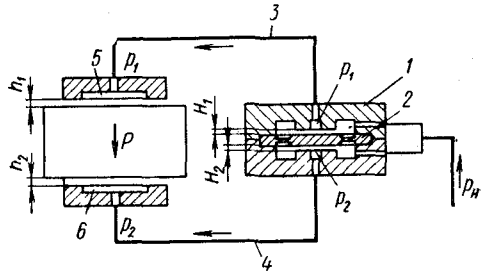


Рис. 165. Замкнутые гидростатические направляющие со сдвоенными мембранными регуляторами [115]

Величина зазора h в опоре определяется положением подвижного узла *1* относительно станины *2*. Карман *3* опоры связан трубкой *4* с камерой *5*, которая находится с одной стороны мембраны *6*. Масло от насоса поступает в сопло *7*, установленное около мембраны *6* с зазором H. С другой стороны мембраны установлена регулировочная пружина *8*, сжимаемая винтом *9*. Пружина служит для установки начального зазора между соплом и мембраной. При увеличении нагрузки на опору уменьшается зазор h и возрастает давление в кармане p_1, вследствие этого возрастает давление в камере *5*, мембрана прогибается, зазор H возрастает и увеличенный расход масла через регулятор восстанавливает первоначальный зазор h в опоре. Расчет и проектирование гидростатических направляющих с регуляторами см. в работе [110].

Замкнутые направляющие со сдвоенными мембранными регуляторами показаны на рис. 165 [115]. Масло от гидросистемы под давлением $p_н$ подается в центральную полость регулятора *1*, по обе стороны от мембраны *2*. Проходя через дросселирующие щели размерами H_1 и H_2 между мембраной *2* и соплами регулятора, масло под давлением p_1 и p_2 попадает в трубопроводы *3* и *4*, по которым оно подводится к гидростатическим карманам *5* и *6* на направляющих. Из карманов масло растекается через зазоры h_1 и h_2. Если приложена нагрузка P, то зазор h_2 будет уменьшаться, давление p_2 увеличиваться, а мембрана *2* регулятора деформироваться, увеличивая зазор H_2 и уменьшая сопротивление регулятора со стороны нагруженного кармана. В это же время зазор H_1 уменьшается, увеличивая сопротивление регулятора со стороны ненагруженного кармана. Сопротивление регулятора пропорционально третьей степени величины зазора, т. е. для регулирования давления нужны очень малые деформации мембраны. Регулятор обладает очень высокой чувствительностью.

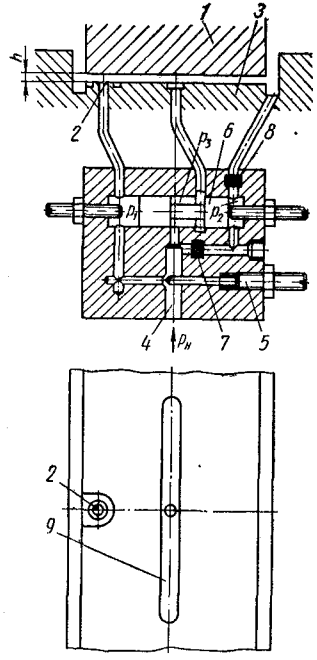


Рис. 166. Гидростатические направляющие с золотниковыми регуляторами фирмы Жандрон (патент США № 2788862)

Незамкнутые направляющие с золотниковыми регуляторами и кромочным распределением применяются в круглошлифовальных станках французской фирмы Жандрон. Стол *1* (рис. 166) движется относительно станины *3*, на которой имеется гидравлический датчик *2*, измеряющий толщину масляного слоя. Масло подается под давлением $p_н$ через отверстие *4*, проходит дроссель *5* и под давлением p_1 подается к отверстию датчика *2*. Давление масла p_1 действует на левый торец золотника *6*. Это давление зависит только от настройки дросселя *5* и величины утечки, которая определяется зазором h. Следовательно, давление p_1 является величиной, которая измеряет зазор h.

На правый торец золотника *6* действует давление p_2, определяемое потерей давления в двух жиклерах *7* и *8*, питаемых давлением $p_н$. Так как эти два жиклера не регулируются, то давление p_2 постоянно и золотник *6* может быть в равновесии, если $p_1 = p_2$. В противном случае золотник перемещается и изменяет давление в кармане *9*.

Незамкнутые направляющие с автоматическим поддержанием заданной толщины масляного слоя разработаны применительно к круговым направляющим зубофрезерных и карусельных станков, но они могут быть использованы и для направляющих возвратно-поступательного движения.

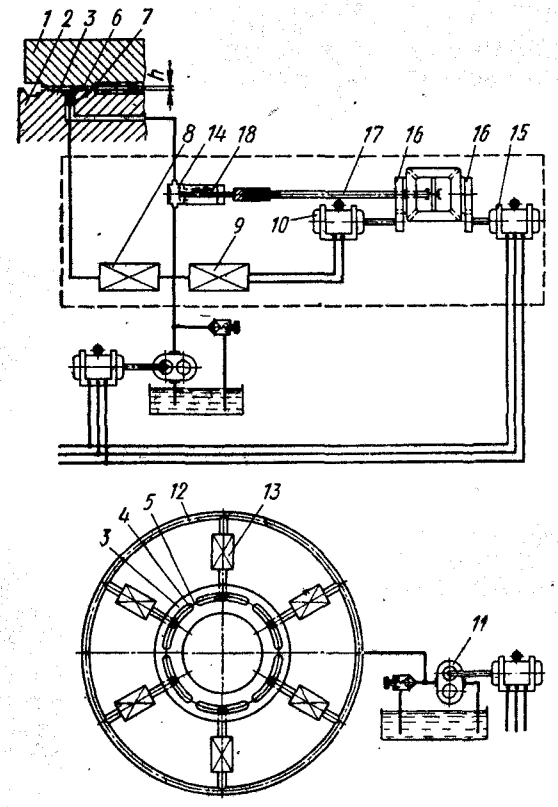


Рис. 167. Гидростатические направляющие с автоматическим поддержанием заданной толщины масляного слоя (английский патент № 897564)

Конструкция направляющих выполнена следующим образом. Планшайба *1* (рис. 167) расположена на основании *2*, имеющем направляющие *3* со смазочными карманами *4*, разделенными перемычками *5*. Масло подается в карманы под давлением, достаточным для поддержания масляного слоя *6* толщиной h. Для измерения фактической толщины h масляного слоя служат датчики *7*, показания которых сравниваются в специальном устройстве *8* с заданной толщиной масляного слоя. Разность напряжений на выходе устройства *8* (соответствующая разности фактической и

заданной толщин масляного слоя) передается на усилитель *9* и далее на электродвигатель *10*. Масло подается в карман *4* насосом *11* через кольцевую трубу *12* и регулирующие устройства *13*. Регулирующее устройство *13* включает дроссель *14*, сопротивление которого автоматически изменяется при изменении толщины масляного слоя; это происходит следующим образом. Если показание датчика *7* соответствует заданной толщине масляного слоя, то число оборотов электродвигателя *10* строго совпадает с числом оборотов нерегулируемого электродвигателя *15*. При этом зубчатые колеса *16* дифференциала вращаются с одинаковой скоростью и вал *17* остается неподвижным. При изменении толщины масляного слоя напряжение на выходе сравнивающего устройства *8* и усилителя *9* изменится. В результате изменится и число оборотов электродвигателя *10*. Вал *17* начнет вращаться, перемещая плунжер *18* и, следовательно, изменяя сопротивление дросселя *14*. Этот процесс будет продолжаться до тех пор, пока толщина масляного слоя не достигнет значения, заданного при настройке.

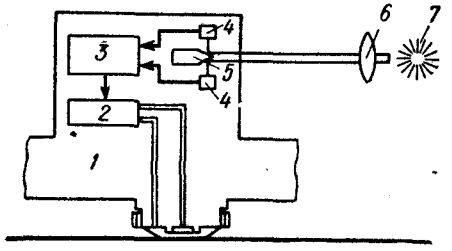


Рис. 168. Направляющие, работающие со слежением по лучу света [130]

Направляющие, работающие со слежением по лучу света, показаны на рис. 168. Тонкий пучок параллельных световых лучей от лампы *7* через линзу *6* попадает на призму *5*, связанную с перемещающимся узлом *1* станка. От призмы *5* отражаются два пучка света, каждый из которых попадает на соответствующий фотоэлемент *4*. Если перемещающийся узел *1* находится на заданной высоте, то оба световых потока, попадающие на фотоэлементы *4*, не будут различаться между собой. При изменении высоты перемещающегося узла *1*, вызванном погрешностями направляющих, указанные световые потоки будут неодинаковы, вследствие чего равновесие электрической цепи фотоэлементов нарушится и появится сигнал рассогласования. Последний усиливается в усилителе *3* и подается в виде соответствующей команды на мембранный регулятор *2*. Регулятор изменяет подачу масла до тех пор, пока не исчезнет сигнал рассогласования и в цепи фотоэлементов не восстановится равновесие.

Прямоугольные направляющие из унифицированных элементов конструкции ЭНИМСа показаны на рис. 169, *а*. Каждая опора *1* (рис. 169, *б*) содержит все основные элементы гидростатической системы смазки и направляющих: прямоугольные рабочие поверхности *2—5*, смазочные карманы *6*, *7*, дроссели *8*. Из унифицированных опор можно собирать гидростатические направляющие

для станков различных типов и размеров. Устраняется таким образом основная трудность внедрения высокоэффективных гидростатических направляющих для металлорежущих станков, состоящая в необходимости индивидуального проектирования и изготовления высокоточных деталей и узлов.

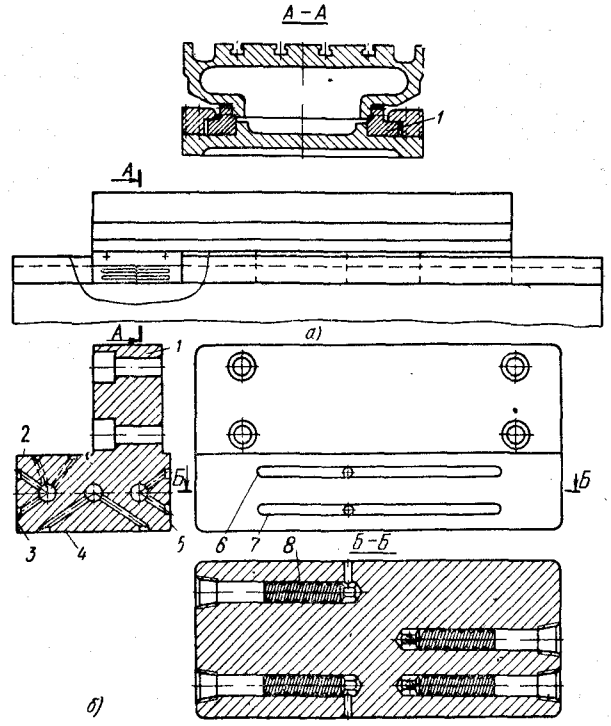


Рис. 169. Прямоугольные направляющие * из унифицированных элементов

Цилиндрические направляющие из унифицированных элементов конструкции ЭНИМСа являются дальнейшим развитием принципа унификации гидростатических направляющих. Они состоят из отдельных опор *1* (рис. 170), прикрепляемых к столу *2*; полых цилиндрических направляющих *3*, прикрепляемых к станине *4*; системы трубопроводов и насосной станции, включающей насос *5*, переливной клапан *6*, фильтр тонкой очистки *7* и бак *8*. Отдельная опора может изготовляться в трех конструктивных вариантах. Опора первого типа, показанная на рис. 170, *а*, не имеет регулировки зазора. Опора представляет собой чугунную деталь

* Левит Г. А., Лурье Б. Г. Гидростатические направляющие. Авторское свидетельство № 170818. Бюллетень изобретений № 9, 1965.

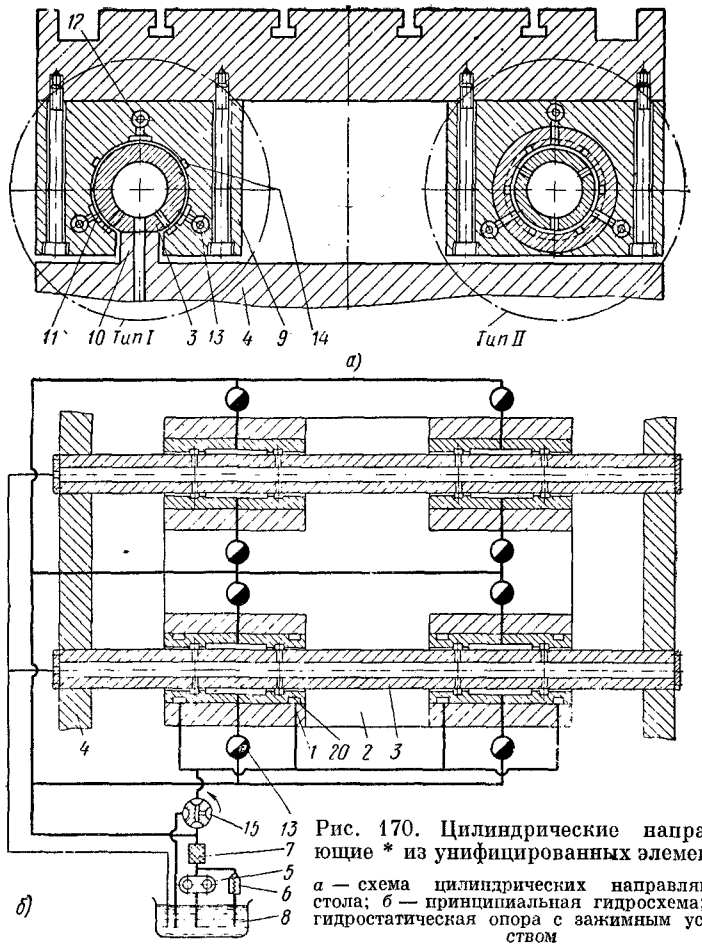
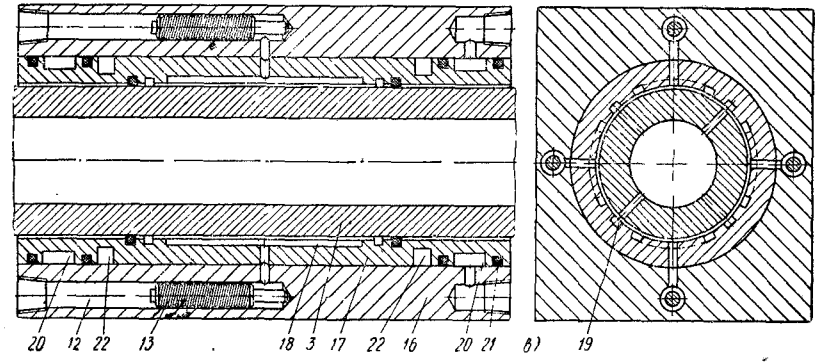


Рис. 170. Цилиндрические направляющие * из унифицированных элементов:

а — схема цилиндрических направляющих стола; *б* — принципиальная гидросхема; *в* — гидростатическая опора с зажимным устройством



* Левит Г. А., Лурье Б. Г. Гидростатические направляющие цилиндрической формы. Авторское свидетельство № 193262. Бюллетень изобретений № 6, 1967.

9 прямоугольного сечения, в которой расточено отверстие под цилиндрическую направляющую *3* и в нижней части сделан прямоугольный паз. Станина *4* имеет гребень *10*, к которому крепится круглая направляющая. В отверстии опоры *9* выполнены гидростатические карманы *11* в виде отдельных канавок. Масло в карманы подается под давлением по каналам *12*, в которые вставлены винтовые дроссели *13*. В отверстии под направляющую, кроме гидростатических карманов *11*, выполнена еще система дренажных канавок *14*, служащих для сбора масла и отвода его через полую направляющую *3*.

Опора второго типа отличается от предыдущей наличием конической втулки, используемой для регулирования зазора в направляющей. В этом случае цилиндрические направляющие крепят к станине только по концам. При затяжке гайки коническая втулка перемещается в осевом направлении и деформируется при этом таким образом, что диаметр ее отверстия, а следовательно, и зазор в направляющих уменьшаются.

Опора третьего типа (рис. 170, *в*) имеет зажимное устройство. Опора представляет собой чугунную деталь *16* прямоугольного сечения, в которую запрессована втулка *17*. Во втулке имеются гидростатические карманы *18*, в которые масло подается через каналы *12* и винтовые дроссели *13*. Кроме того, во втулке имеется система дренажных канавок *19*. По концам втулки *17* имеются полости *20*, в которые подается масло под давлением от насоса *5* при помощи крана *15* (рис. 170, *б*) для зажима опоры на направляющей. По краям каждой полости установлены уплотнительные резиновые кольца *21*. Кроме того, имеются специальные проточки *22* для уменьшения жесткости концов втулки и улучшения условий зажима.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамсон С. И. Резервы повышения производительности труда на металлорежущих станках. М., АН СССР. Филиал всесоюзного института научной и технической информации, 1957.
2. Айнбиндер С. Б. Новые способы сварки давлением. Рига, изд. АН Латв. ССР, 1960.
3. Амбаров В. А. Износостойкость направляющих металлорежущих станков. «Станки и инструмент», 1952, № 1.
4. Анненберг Э. А., Майорова Э. А., Сохор И. М. Синтетические материалы для защитных устройств металлорежущих станков. ЭНИМС. Сборник трудов ОМиМ, 1962, 1964.
5. Ачеркан Н. С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. М., Машгиз, 1949.
6. Бимман Л. А. Стиракрил и его применение при ремонте деталей станков. Сб. «Применение некоторых материалов при ремонте металлорежущих станков». М., НТО МАШПРОМ, 1966.
7. Бирчелл Т. М., Мур А. У. Исследование трения и смазки направляющих станков. Сборник переводов и рефератов, «Машиностроение за рубежом», 1959, № 3.

8. Боуден Ф. П. и Тейбор Д. Трение и смазка. М., Машгиз, 1960.
9. Браславский В. М. Обкатка направляющих роликами. «Станки и инструмент», 1958, № 10.
10. Бурков В. А. Устройства с телескопическими щитками для защиты направляющих. «Станки и инструмент», 1966, № 5.
11. Вейц В. Л. Расчет механизмов подачи тяжелых станков на плавность и чувствительность перемещения. «Станки и инструмент», 1958, № 3.
12. Вейц В. Л., Доброславский В. Л. и Панов Ф. С. Способ повышения плавности перемещения контактирующих деталей. Авторское свидетельство № 178639. Бюллетень изобретений № 3, 1966.
13. Виноградова И. Э. Исследование процесса заедания трущихся поверхностей. ЦНИИТМАШ. Кн. 30. М., Машгиз, 1949.
14. Винтер Ф. и Коларж. Обтиратели поверхностей направляющих металлорежущих станков увеличивают их долговечность. «Чехословацкая тяжелая промышленность», 1964, № 9.
15. Владзиевский А. П. и Якобсон М. О. Смазка металлорежущих станков. ЦБТИ, 1949.
16. Внутришлифовальный станок фирмы Heald (США). Экспресс-информация. М., Серия «Автоматические линии и металлорежущие станки», реферат 53, М., 1967, № 6.
17. Вращающиеся направляющие фирмы Malcus (Швеция) для шлифовального станка. Экспресс-информация ВИНИТИ. М., Серия «Автоматические линии», реферат 30, М., 1965, № 5.
18. Гидростатические направляющие ползуна горизонтального фрезерно-расточного станка. Экспресс-информация ВИНИТИ. Серия «Автоматические линии и металлорежущие станки», реферат 48, М., 1964, № 6.
19. Гидростатические направляющие и их применение для прецизионных станков. Экспресс-информация ВИНИТИ. Серия «Детали машин», реферат 24, М., 1965, № 6.
20. Гладков Б. А., Грачев Л. Н., Левит Г. А., Лапидус А. С., Лещенко Ю. А., Кудинов В. А. Модернизация токарно-карусельных станков. ЭНИМС. М., Машгиз, 1958.
21. Гостев Б. И. Влияние термической обработки на сопротивление абразивному износу простого и легированного серого чугуна. Сб. «Трение и износ в машинах», № 1, АН СССР, 1941.
22. Дерягин Б. В., Пуш В. Э., Толстой Д. М. Теория скольжения твердых тел с периодическими остановками (фрикционные колебания 1-го рода). ЖТФ. т. XXII, вып. 6, 1956.
23. Дикушин В. И. Выбор материалов для станков. Труды всесоюзной конференции по станкостроению. Вып. II, М., Машгиз, 1946.
24. Елин Л. В., Трение и износ в машинах. Сб. V, изд-во АН СССР, 1950.
25. Жесткость гидростатических подшипников и направляющих при динамической нагрузке. Экспресс-информация ВИНИТИ. Серия «Детали машин», Реферат 72, М., 1967, № 24.
26. Зайцев А. К. Основы учения о трении, износе и смазке машин. Ч. II. М., Машгиз, 1947.
27. Исследование условий появления задиров (схватывания) на направляющих скольжения металлорежущих станков. Экспресс-информация «Автоматические линии и металлорежущие станки», 1963, № 19.
28. Исследование и основные проблемы проектирования направляющих точных станков. Экспресс-информация «Металлорежущие станки», вып. 11, Реферат 146, 1962.
29. Каминская В. В., Левина З. М., Решетов Д. Н. Станины и корпусные детали металлорежущих станков. М., Машгиз, 1960.
30. Кедринский В. Н. и Писманик К. М., Станки для обработки конических зубчатых колес, М., Машиностроение, 1967.
31. Кедров С. М. Экспериментальное исследование полирования шлифовальной шкуркой. «Станки и инструмент», 1958, № 6.

32. Кислик В. А. Износ деталей паровозов. М., Трансжелдориздат, 1948.
33. Конвисаров Д. В. Износ металлов. ОНТИ, 1938.
34. Корневич Э. Ф., Эндер Г. В. Формулы для расчета балок на упругом основании. Госстройиздат, 1932.
35. Коцюбинский О. Ю., Герчиков А. М., Гини Э. Ч., Оберман Я. И. Инструкция по старению чугунных станочных деталей. Н58-1, ЭНИМС, 1964.
36. Коцюбинский О. Ю., Сысоев С. И., Герчиков А. М., Семенов В. Н. и Челушкин А. С. Выбор марок чугунов для изготовления базовых станочных деталей. «Станки и инструмент», 1963, № 10.
37. Крагельский И. В. Трение и износ. М., «Машиностроение», 1968.
38. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения. Справочное пособие. Изд. 2. М., Машгиз, 1962.
39. Кудинов В. А. Динамика станков. М., «Машиностроение», 1967.
40. Лапидус А. С. Накладные направляющие из пластмасс для станков. «Станки и инструмент», 1955, № 11 м 12.
41. Лапидус А. С. Повышение долговечности станков при модернизации. Общество по распространению политических и научных знаний. М., 1957.
42. Лапидус А. С. Выбор конструкционных материалов для направляющих скольжения станков (руководящие материалы) М., ЭНИМС, 1970.
43. Лапидус А. С. Деформация столов станков в процессе эксплуатации. «Станки и инструмент», 1961, № 7.
44. Лапидус А. С. Износ пластмассовых направляющих станков. «Станки и инструмент», 1964, № 12.
45. Лапидус А. С. Оценка износостойкости пластмасс трением по шлифовальной шкурке. «Механика полимеров», 1965, № 3.
46. Лапидус А. С. и Майорова Э. А. Накладные направляющие из капрона для металлорежущих стенков. «Станки и инструмент», 1965, № 10.
47. Лапидус А. С. и Решетов Д. Н. Выбор материала и конструкции направляющих, методы повышения их долговечности. «Станки и инструмент», 1953, № 11 и 12.
48. Лапидус А. С. и Чижов Б. Н. Причины образования задиров на направляющих движения подачи станков и методы их предотвращения. «Станки и инструмент», 1965, № 5.
49. Левина З. М., Расчет контактных деформаций направляющих. «Станки и инструмент», 1965, № 1.
50. Левина З. М. Определение наибольших давлений в направляющих с учетом зазоров. «Станки и инструмент», 1968, № 1.
51. Левина З. М., Каминская В. В. Расчет контактных деформаций и отгибов направляющих. Установление форм направляющих из условий жесткости. (Руководящие материалы) М., ЭНИМС, 1963.
52. Левина З. М., Островский В. И. Влияние деформаций планок на распределение давлений и на жесткость направляющих. «Станки и инструмент», 1964, № 9.
53. Левина З. М., Решетов Д. Н. Расчет ползунов металлорежущих станков. «Станки и инструмент», 1956, № 12.
54. Левина З. М., Решетов Д. Н. Расчет планшайб (круглых столов) металлорежущих станков на жесткость. «Станки и инструмент», 1958, № 8.
55. Левина З. М., Решетов Д. Н. Расчет и экспериментальное исследование круглых сложных пластин с радиальными и кольцевыми ребрами. «Вестник машиностроения», 1959, № 2.
56. Левит Г. А. Гидродинамический расчет направляющих прямолинейного и кругового движения. «Станки и инструмент», 1958, № 9.

57. Левит Г. А. Расчет потерь на трение в приводах главного вращательного движения металлорежущих станков. «Станки и инструмент», 1959, № 9.
58. Левит Г. А., Лурье Б. Г. Совершенствование методов смазки направляющих механизма подач. «Станки и инструмент», 1961, № 11.
59. Левит Г. А., Лурье Б. Г. Расчет направляющих механизма подач по характеристикам трения. «Станки и инструмент», 1962, № 1.
60. Левит Г. А., Лурье Б. Г. Расчет гидростатических незамкнутых направляющих. «Станки и инструмент», 1963, № 10.
61. Левит Г. А., Лурье Б. Г. Расчет гидростатических замкнутых направляющих. «Станки и инструмент», 1964, № 6.
62. Левит Г. А., Лурье Б. Г. Исследование и расчет направляющих с гидроразгрузкой. «Станки и инструмент», 1965, № 5.
63. Левит Г. А., Лурье Б. Г. Стенды для исследования направляющих скольжения металлорежущих станков. Труды семинара «Приборы и стенды для испытания машин и узлов». Сб. II, М., МДНТП, 1965.
64. Левит Г. А., Лурье Б. Г. Области применения направляющих с различными видами трения. «Станки и инструмент», 1966, № 1.
65. Левит Г. А., Цырлин М. М. и Лапидус А. С. Материалы, конструкции и системы смазки опор планшайб тяжелых карусельных станков. «Станки и инструмент», 1958, № 5.
66. Лурье Б. Г. Коэффициенты трения материалов для направляющих станков. «Станки и инструмент», 1959, № 3.
67. Лурье Б. Г. Обеспечение равномерности и точности медленных перемещений суппортов и столов прецизионных станков. Труды семинара по ремонту прецизионных станков. Сб. II, М., МДНТП, 1962.
68. Лурье Б. Г. Применение теории подобия для расчета металлорежущих станков на равномерность подачи. «Станки и инструмент», 1962, № 11.
69. Лурье Б. Г., Ошер Р. Н. Масла, обеспечивающие равномерность подач столов станков. «Станки и инструмент», 1960, № 7.
70. Майорова Э. А. и Лапидус А. С. Тонкослойные наклеиваемые пластмассовые направляющие. «Станки и инструмент», 1959, № 12.
71. Мархасин Э. Л. Исследование абразивного изнашивания деталей глубинных нефтяных насосов. Сб. V. «Трение и износ в машинах». АН СССР, 1950.
72. Митрович В. П. и Фомичева М. К. Влияние твердости на износостойкость чугунных корпусных деталей шлифовальных станков. «Станки и инструмент», 1966, № 2.
73. Мотт Б. В. Испытание на твердость микровдавливанием. М., Металлургиздат, 1960.
74. Орлов П. И. Смазка легких двигателей. ОНТИ, 1937.
75. Петерс А. П. Проверка механических станков. С.-Петербург, 1903.
76. Подшипники с газовой смазкой. Под ред. Н. С. Грэссема и Дж. У. Пауэлла. Пер. с англ. Под ред. С. А. Харламова. М., «Мир», 1966.
77. Портман В. Т., Лапидус А. С. Исследование влияния глубины шабрения направляющих прецизионных станков на долговечность. «Станки и инструмент», 1968, № 8.
78. Портман В. Т. Выбор соотношения в ширине граней направляющих координатно-расточных станков. «Станки и инструмент», 1969, № 8.
79. Привертные составные направляющие для станков. Экспресс-информация ВИНИТИ. Серия «Металлорежущие станки», реферат 91, 1962, № 7.
80. Применение гидростатических направляющих при высоких скоростях скольжения. Экспресс-информация. Серия «Детали машин», 1967, № 7.
81. Проников А. С. Износ и долговечность станков. М., Машгиз, 1957.
82. Пуш В. Э. Системы смазки металлорежущих станков. М., Машгиз, 1948.

83. Пуш В. Э. Малые перемещения в станках. М., Машгиз, 1961.
84. Пуш В. Э., Фокин Г. В. О точности гидростатических опор. «Станки и инструмент», 1966, № 9.
85. Ребиндер П. А. Физико-химическая механика — новая область науки. «Знание», 1958.
86. Решетов Д. Н. Расчет деталей станков. М., Машгиз, 1945.
87. Решетов Д. Н. Направляющие прямолинейного движения. Направляющие кругового движения. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 9, гл. V. М., Машгиз, 1949.
88. Решетов Д. Н. Методы снижения интенсивности колебаний в металлорежущих станках. ЦБТИ, 1950.
89. Решетов Д. Н. Детали машин. М., «Машиностроение», 1964.
90. Розенберг Ю. А. и Виноградова И. Э. Смазка механизмов машин. Гостоптехиздат, 1960.
91. Розенберг Е. М. Повышение износоустойчивости чугуна легированием, термообработкой и модификацией. «Всесоюзная конференция по трению и износу в машинах». Т. 1. АН СССР, 1939.
92. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М., Гостехиздат, 1965.
93. Система гидростатических направляющих с автоматическим поддерживанием заданной толщины масляного слоя. Экспресс-информация ВИНИТИ. Серия «Автоматические линии и металлорежущие станки», 1963, № 3.
94. Система смазки опор планшайбы карусельного станка. Экспресс-информация ВИНИТИ. Серия «Станкостроение», 1960, № 20.
95. Смазка металлорежущих станков. Справочное пособие. Под ред. В. И. Дикушина. М., Машгиз, 1956.
96. Соболев Л. А. Повышение долговечности направляющих металлорежущих станков путем их металлизации. «Станки и инструмент», 1967, № 3.
97. Соколов Ю. Н. Температурные расчеты в станкостроении. М., НТО Машпром 1965.
98. Станкостроение США. Под ред. Г. И. Зузанова. М., НИИМАШ, 1967.
99. Телингатер В. С. Защитные устройства для направляющих станков. «Станки и инструмент», 1968, № 2.
100. Телингатер В. С., Лапидус А. С., Левит Г. А., Чижов Б. Н., Ципес А. Н. Защитные устройства для направляющих металлорежущих станков (рекомендации) ЭНИМС, 1968.
101. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. Ч. II. Госстройиздат, 1946.
102. Трение и граничная смазка. Сборник статей. Под ред. И. В. Крагельского. М., Изд-во иностр. лит., 1953.
103. Устройство, создающее разгрузочную масляную пленку постоянной толщины для столов металлорежущих станков. Экспресс-информация ВИНИТИ. «Металлорежущие станки и автоматические линии», 1961, № 5.
104. Хрущов М. М. Классификация условий и видов изнашивания деталей машин. Трение и износ в машинах. Сб. VIII, М., Изд-во АН СССР, 1953.
105. Хрущов М. М., Бабичев М. А. Исследование изнашивания металлов. М., Изд-во АН СССР, 1960.
106. Цилиндрические направляющие для металлорежущих станков. Экспресс-информация. «Станкостроение», Экпресс-информация, Вып. 39, СТС—164, 1957.
107. Шейнберг С. А. и Табачников Ю. Б. О расчете плоских аэростатических направляющих. «Станки и инструмент», 1967, № 6.
108. Шибель. Скользящие опоры. ОНТИ, 1936.
109. Штепанек К. Устойчивость скользящего движения. «Чехословацкая тяжелая промышленность», 1957, № 3.
110. Якир Е. М., Левит Г. А., Лурье Б. Г. Гидростатические направляющие с регуляторами. Расчет и проектирование (рекомендации). ЭНИМС, 1970.
111. Bowden F. P. and Tabor D. Friction and Lubrication. London and N—Y, 1956.
112. Brown G. M. Hydrostatic bearing. English patent № 1031632, kl. F2A. (FO6c) , 1966.
113. Dayton R. W., Loring J. H. and Adams R. R. Wear Resisting Materials for the Lathe Construction. «Transactions of the American Society of Mechanical Engineers (ASME)», vol. 66, № 3, 1944.
114. Friction and Lubrication of Machine Tool Slideways. PERA Report, № 59, 1958.
115. De Gast G. G. C. A new type of controlled restrictor (M. D. R.) for double film hydrostatic bearings and its application to high precision machine tools. «Advances Machine Tool Design and Research», 1966, Pergamon Press, 1967.
116. Hydrostatic ways prompt new mowe to fabricated beds. «Metalworking Production», vol. 108, № 25, 1964.
117. Iwasheff W. Glattwalzen gusseisener Glitbahnen an Werkzeugmaschinen. «Werkstattstechnik und Maschinenbau», Heft 7, 1955.
118. Iaroslav Bauer, Ivo Novotny. Zadirani vedeni od valovacich frezek FO10, VUOSO, 1959.
119. Konigsberger F. Forschungsbericht uber Probleme hydrostatisch geschmierter Fuhrungen für genaue Positionierung. «Maschinenmarkt», Bd. 66, № 11, 1960, S. 23—25.
120. «Machinery» (Engl.), 10, № 2697, 1964.
121. «Machinery» N. Y., vol5. 65, № 2, 1958.
122. Merchant M. E. Characteristics of Typical Polar and Non-Polar Lubricant Additives Under Stick—Slip Conditions. «Lubrication Engineering», vol. 2, № 2, June, 1946, p. 56—61.
123. «Metalworking Production», vol. 104, № 36, 1960.
124. Mohsin M. E. Controlled Fluid Lubricated Bearings, English patent № 1.027.395, kl. F2 A2, 1966.
125. Opitz H., HensenF., Domros D. Verschleissuntersuchungen an Werkzeugmaschinen—Führugen unter besonderer Berucksichtigung des Fressverschleisses. Westdeutscher Verlag. Köln und Opladen, 1965.
126. Raymond L. W. Can chrome plate solve way wear problems? «Metalworking Production», vol. 101, № 39, 1957.
127. Schraub W., Papendieck D. Spielfreie, gehartete und austauschbare Fuhrungen an Werkzeugmaschinen. «Werkstatt und Betrieb», Heft 6, 1964.
128. Sporkert K. Übur die Abnutzung von Metallen bei gleitender Reibung. «Werkstattstechnik und Werksleiter», H 10, 1936.
129. Warring R. H. Protective Covers for Machine Tools, Design and Components in Engineering, June, 1965.
130. Wong G. S. K., Koenigsberger F. Automatic correction of alignment errors in machine tools. «Internat, J. of Machine Tool Design and Res.» 6, № 4, 1966.
131. Ultrasonics reduces «stick—slip» action. «Machinist (L)», vol. 97, № 22, 1953.

РАЗДЕЛ III

НАПРАВЛЯЮЩИЕ КАЧЕНИЯ

Глава I. КОНСТРУКЦИИ НАПРАВЛЯЮЩИХ КАЧЕНИЯ

Направляющие качения обладают следующими достоинствами: 1) равномерностью движения при медленных перемещениях (нет скачков); 2) высокой точностью установочных перемещений; 3) невсплыванием стола при высоких скоростях; 4) малыми (особенно при трогании с места) усилиями перемещений; 5) малым тепловыделением в приводе и малыми габаритами привода для перемещения узла по направляющим; 6) высокой долговечностью по точности; 7) простой системой смазки.

Недостатками направляющих качения по сравнению с направляющими скольжения являются высокая стоимость (при применении стальных закаленных направляющих) и трудоемкость изготовления, пониженное демпфирование вдоль направляющих в условиях отсутствия движения по направляющим и в условиях движения с малыми скоростями, повышенная чувствительность к загрязнениям.

Направляющие качения с предварительным натягом обеспечивают, кроме того, отсутствие зазоров в соединении, весьма высокую жесткость и несколько бóльшую, чем в направляющих без натяга, демпфирующую способность. При реальных величинах предварительного натяга потери на трение в направляющих достаточно малы и точность установочных перемещений практически такая же высокая, как и в направляющих без натяга.

Направляющие качения получили применение: а) в столах и салазках координатно-расточных станков, копировальных станков, станков с программным управлением, бабках шлифовальных станков — для повышения чувствительности точных перемещений, осуществления равномерных медленных движений и устранения переориентации узлов при реверсах; б) в столах внутришлифовальных станков — в основном для обеспечения требуемой долговечности; в) в столах плоскошлифовальных станков — для повышения точности положения в направлении, нормальном к плоскости направляющих при работе на высоких скоростях (во избежание всплывания вследствие возникновения гидродинамической подъемной силы в слое смазки); г) в столах круглошлифовальных станков — для уменьшения тепловыделения

в приводе в связи с малым сопротивлением движения; д) в столах заточных станков — для облегчения ручных перемещений; е) в столах карусельных станков, в каретках непрерывно-фрезерных станков — для повышения допустимых скоростей; ж) в каретках электроискровых станков — для уменьшения мощности привода.

Направляющие качения делят: *по типу тел качения* — на шариковые (рис. 1, *а*), роликовые и игольчатые (рис. 1, *б*) и роликовые на осях (рис. 1. *в,г*), *по форме направляющих поверхностей* — на направляющие с плоскими гранями и направляющие цилиндрические (так называемые шариковые втулки), по виду перемещения — на направляющие прямолинейного и кругового

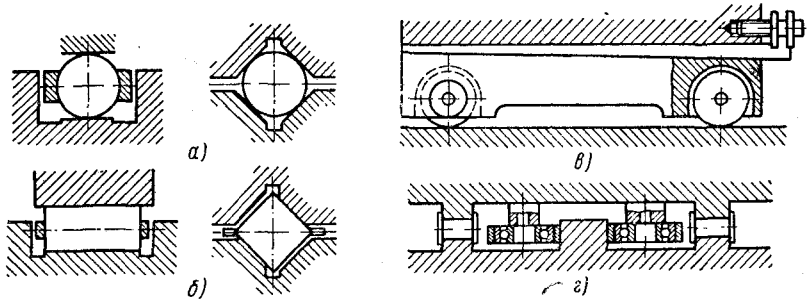


Рис. 1. Основные типы направляющих качения

движения. Направляющие качения применяют без возврата тел качения (для малых ходов) и с возвратом тел качения (для больших ходов). В конструкциях с возвратом тел качения предусматривается канал возврата, по которому тела качения свободно возвращаются на рабочую дорожку.

По способу создания натяга направляющие качения можно разделить на три группы: 1) без предварительного натяга, в которых натяг осуществляется только весом узла; 2) с предварительным натягом, в которых натяг создается специальными элементами; 3) с частичным предварительным натягом, в которых предварительный регулируемый натяг создается только в горизонтальном направлении, а в вертикальном направлении натяг осуществляется непосредственно весом узла.

Основные формы направляющих качения прямолинейного движения приведены на рис. 2.

Направляющие качения без предварительного натяга значительно дешевле и проще в изготовлении, чем направляющие с натягом, так как в ряде случаев могут быть выполнены чугунными, и требования к точности их изготовления ниже. Наиболее распространенные роликовые направляющие качения без предварительного натяга — треугольная и плоская (рис. 2, *а*) — допускают взаимную пригонку направляющих сопрягаемых деталей.

Направляющие качения без натяга можно применять в узлах: а) в которых опрокидывающие моменты малы, поэтому нет опасности отрыва (столы шлифовальных станков, столы и каретки координатно-расточных станков); б) большого веса, в которых при приложении внешних нагрузок сохраняется прилегание по всей длине направляющих (тяжелые бабки и т. п.); в) с длинными направляющими, в которых перекосы от зазоров

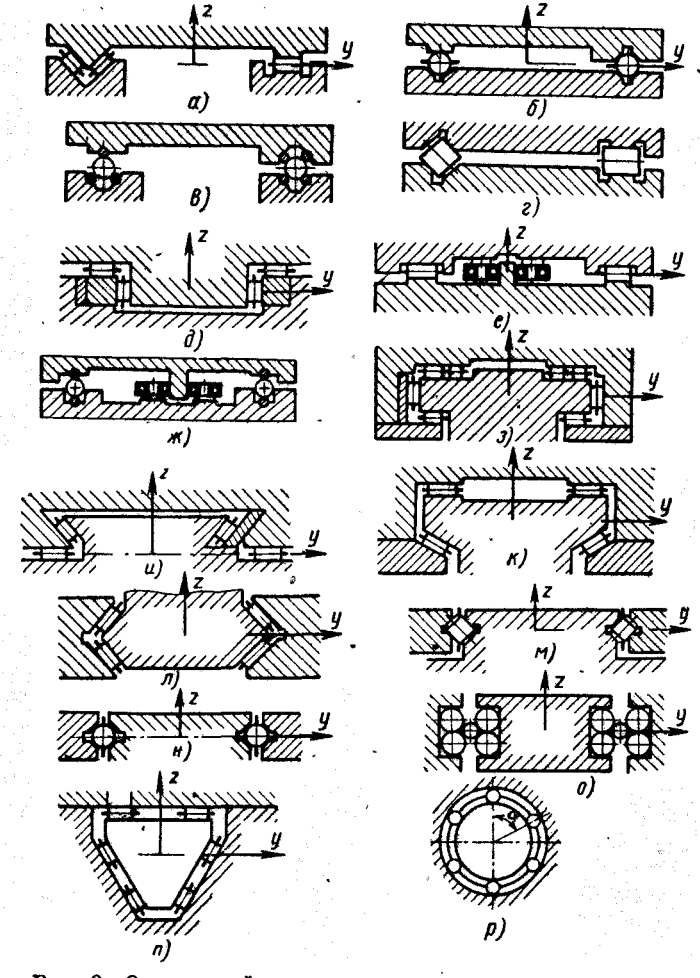


Рис. 2. Основные формы направляющих качения:

а — г — без предварительного регулируемого натяга; *д — ж* — с частичным предварительным натягом (только в горизонтальном направлении); *з — р* — с предварительным регулируемым натягом в двух направлениях (замкнутые)

относительно малы и нет опасности отрыва (столы шлифовальных станков).

Использование конструкций с предварительным натягом при длинных направляющих ограничено технологическими трудностями. Возможность применения горизонтальных направляющих качения без предварительного натяга в каждом конкретном случае должна оцениваться по условию отсутствия отрыва

$$\frac{M_y}{P_z L} \leqslant \frac{1}{6},$$

где M_y — суммарный опрокидывающий момент относительно горизонтальной оси, проходящей через середину длины направляющих; P_z — суммарная вертикальная нагрузка от веса и сил резания; L — рабочая длина направляющих (см. рис. 3).

С увеличением размера узла (длины направляющих и веса) жесткость направляющих существенно возрастает. Жесткость относительно длинных направляющих без предварительного натяга, несущих узлы значительного веса, хотя и меньше, чем с натягом, но достаточно большая по абсолютной величине. В таких конструкциях с точки зрения жесткости нет надобности в применении направляющих с натягом. Рассмотрим это положение на примере шлифовальных бабок круглошлифовальных станков. В табл. 1 приведены результаты расчетного определения жесткости направляющих с натягом и без него для станков разных размеров. Под жесткостью направляющих принято частное от деления радиальной силы резания на упругое горизонтальное перемещение шлифовального круга от контактных деформаций в направляющих.

Таблица 1

Жесткость направляющих шлифовальных бабок круглошлифовальных станков

Наибольший диаметр обрабатываемой детали в *мм*	Направляющие без натяга (треугольная и плоская)				Направляющие с предварительным натягом			
	Модель станка	Длина направляющих в *мм*	Вес бабки (приблизительный) в *кГ*	Жесткость направляющих в *кГ/мк*	Модель станка	Длина направляющих в *мм*	Вес бабки (приблизительный) в *кГ*	Жесткость направляющих в *кГ/мк*
100		400	100—150	16	3А150У	400	150	33
100	3В10	510	100—150	36	3В110	500	250	73
140	3В153	630	350—400	45	3Д153	630	300	80
200	3А151	760	600	52	3Д151	750	600	100
280	3А161	760	600	52	—			
400	3А164	975	700—750	73	—			

Как видно из табл. 1, при равных размерах жесткость направляющих с натягом много выше, чем без натяга. Однако в больших станках (с диаметром обработки 200 *мм* и более) жесткость направляющих без натяга высока (50—70 *кГ/мк*) и вполне достаточна для станков нормальной точности. В них нет необходимости предусматривать предварительный натяг. В небольших станках (с наибольшим диаметром обработки 100 *мм*), как нормальной точности, так и прецизионных, необходимо применять направляющие с предварительным натягом. Аналогичная картина имеет место и в узлах других станков.

Направляющие качения с предварительным натягом дороги и сложны в изготовлении, так как они выполняются закаленными до высокой твердости и с высокой степенью точности. Поэтому направляющие качения с предварительным натягом в основном находят применение в станках высокой точности при необходимости получения высокой жесткости и отсутствия зазоров.

Высокую жесткость направляющих необходимо обеспечить в узлах, в которых действуют большие опрокидывающие моменты и влияние упругих деформаций в направляющих на точность обработки существенно. В частности, к таким направляющим относятся направляющие шлифовальных бабок (круглошлифовальных, плоскошлифовальных, резьбошлифовальных и т. п. станков) и направляющие столов внутришлифовальных станков. Моменты, воспринимаемые этими направляющими, довольно существенны, так как силы резания приложены на консоли и вызывают ощутимые углы поворотов направляющих и соответственно упругие перемещения, приведенные к шлифовальному кругу. Отсутствие зазоров важно в направляющих возвратно-поступательного движения, по которым совершаются рабочие движения в обе стороны (каретки и столы небольших координатно-расточных станков, столы и салазки копировально-фрезерных станков и станков с программным управлением).

Улучшенные динамические характеристики направляющих с натягом важны в станках с переменным характером сил резания (фрезерные станки). Предварительный натяг необходим в узлах с вертикальными направляющими во избежание сползания сепаратора и чрезмерных перекосов. Направляющие с предварительным натягом применяют также для узлов малого веса, например в приборах правки шлифовального круга во избежание отрыва при приложении внешних нагрузок и для получения необходимой жесткости и точности перемещения.

Особую группу составляют смешанные направляющие (качения и скольжения). Известны следующие виды смешанных направляющих: 1) прямоугольные, в которых вертикальные направляющие — качения, горизонтальные — скольжения; 2) прямоугольные, в которых горизонтальные направляющие — качения, вертикальные — скольжения; 3) комбинированные из треугольной и плоской, в которых одна направляющая скольжения, вторая — качения.

Направляющие *первого* типа применяют в целях устранения зазора в горизонтальном направлении (в основном в столах с возвратно-поступательным движением). Эти направляющие при медленных перемещениях не всегда обеспечивают равномерного движения. Направляющие *второго* типа применяют для обеспечения равномерности движения в станках с преобладающей вертикальной нагрузкой (обычно от веса). Зазор на вертикальных гранях регулируют клиньями. Возможно применение этого типа направляющих и остроугольными по форме «ласточкина хвоста» с наклонными гранями скольжения.

Направляющие *третьего* типа применяют в целях частичного снижения сил трения (примерно в 2 раза). Во избежание перекосов узла от сил трения в плоскости направляющих приводной элемент (винт — гайка) располагается около направляющей скольжения (обычно треугольной). Недостатком их является возможность потери точности из-за резко различного износа направляющих. Смешанные направляющие отличаются простотой, и применение их в ряде случаев целесообразно.

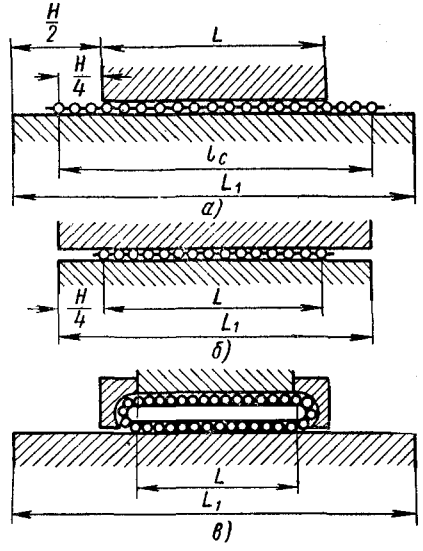


Рис. 3. Основные схемы выполнения направляющих качения

Скорость поступательного движения тел качения и соответственно сепаратора вдвое меньше скорости перемещения подвижного узла (стола, каретки). Поэтому длина сепаратора не равна длине направляющих и зависит от длины хода подвижного узла. Возможны три схемы построения направляющих качения (рис. 3).

1. Длина направляющих одного узла (обычно неподвижного) больше, чем другого (рис. 3, *а*); длина сепаратора больше длины короткого узла и последний опирается на тела качения по всей своей длине. Такую схему применяют в основном для перемещений со значительным ходом (например, для столов). Длина сепаратора $l_c = L + 0{,}5H$, где H — длина хода, L — рабочая длина (в данном случае короткой направляющей).

В среднем положении подвижного узла сепаратор выступает с каждой стороны на $^1/_4$ длины хода. Достоинством такой схемы является постоянство расположения опорной поверхности более

короткого узла, недостатком — трудность осуществления хорошей защиты тел качения из-за выступания сепаратора.

2. Длина направляющих подвижного и неподвижного узлов одинакова; длина сепаратора меньше длины направляющих. Подвижный узел опирается не по всей длине направляющих (рис. 3, *б*). Такую схему применяют обычно для перемещений с малой длиной хода (например, в направляющих поперечной подачи шлифовальных станков). Длину направляющих корпусных деталей определяют по формуле $L_1 = L + 0{,}5H$, где L — рабочая длина (в данном случае длина сепаратора). В среднем положении подвижный узел свисает с каждой стороны на $^1/_4$ длины хода. Недостатком такой схемы является непостоянство положения опорной поверхности подвижного узла и соответственно жесткости направляющих. Достоинство этой схемы заключается в отсутствии выступающих частей сепаратора и, следовательно, в относительном удобстве их защиты.

3. Длина направляющих L_1 одного узла много больше длины L направляющих другого; для тел качения имеются каналы возврата в одной из деталей (обычно более короткой) и, таким образом, тела качения перемещаются по замкнутой траектории (рис. 3, *в*). Длина хода подвижного узла не ограничена, но конструктивно эта схема несколько сложнее из-за наличия каналов возврата. В последние годы эта схема получила широкое распространение.

ФОРМЫ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Шариковые направляющие имеют ограниченную нагрузочную способность и относительно низкую жесткость, и их можно применять в узлах относительно небольшого веса (до 100—200 *кГ*) при небольших силах резания. В процессе работы на рабочих поверхностях шариковых направляющих вырабатываются дорожки, поэтому эти направляющие не следует применять, если дорожки могут оказать существенное влияние на точность станка. В частности, их не следует применять в узлах с малой длиной хода, в специальных станках, где из-за постоянного положения каретки по длине направляющих возможна выработка лунок и связанная с этим потеря точности станка. В узлах с большой длиной хода обычно вырабатываются дорожки по всей длине, и это практически не влияет на точность обработки (например, в столах плоскошлифовальных станков).

Шариковые направляющие должны быть выполнены стальными закаленными, однако к треугольным направляющим не предъявляют высоких требований по точности выполнения углов. Отклонения от прямолинейности и извернутости легко проверяют теми же методами, что и для направляющих скольжения. Таким образом, изготовление этих направляющих не представляет серьезных трудностей.

Известны шариковые направляющие следующих форм: 1) треугольные незамкнутые (рис. 4, *а*); 2) треугольные замкнутые (рис. 4, *б*); 3) с рабочими элементами в виде цилиндрических прутков (направляющие «Декстер», рис. 4, *в*); 4) с поворотной скалкой (рис. 4, *г*); 5) цилиндрические.

Направляющие первого типа — без предварительного натяга; их можно применять во всех случаях, перечисленных на стр. 346. Направляющие второго и третьего типа — с предварительным натягом; воспринимают нагрузки в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, имеют более высокую жесткость, чем направ-

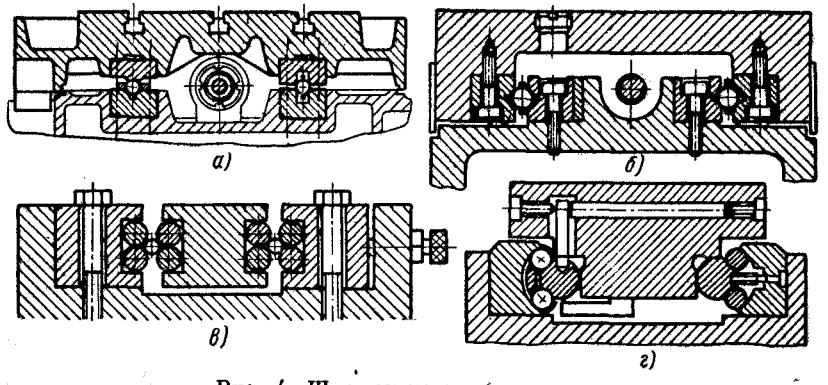


Рис. 4. Шариковые направляющие

ляющие первого типа. Во избежание повреждения направляющих натяг необходимо ограничивать применением пружин или использованием динамометрического ключа (при создании натяга винтами). Направляющие четвертого типа — с предварительным натягом. В станине закреплены полукруглые направляющие, а каретка с обеих сторон снабжена цилиндрическими скалками, на которых вышлифованы дорожки для шариков. Ось скалки эксцентрична по отношению к оси пересечения плоскостей, нормальных к дорожкам качения в точках контакта с шариками. Поворотом скалок осуществляется натяг [24].

Цилиндрические направляющие могут работать как с натягом, так и с небольшим зазором. Соединение состоит из вала, втулки и шариков. Конструкции этих направляющих и их описание приведены на стр. 383—384.

Из *роликовых направляющих* наибольшее распространение получили незамкнутые направляющие — треугольная и плоская (рис. 5). Основным достоинством этих направляющих является простота изготовления и относительно малая стоимость. При отсутствии ударных нагрузок, небольшой интенсивности движения и эффективной защите их можно выполнять чугунными. При этом

высокая точность изготовления и хорошее прилегание относительно просто достигаются шабрением одной или обеих сопрягаемых корпусных деталей. Важным обстоятельством является возможность проверки взаимного прилегания направляющих по краске при вынутых роликах; для этого необходимо, чтобы диаметры роликов на треугольной направляющей (при угле наклона граней 45°) были меньше, чем на плоской, в 1,414 раза. Направляющие этой формы можно применять во всех случаях, перечисленных на стр. 346. Жесткость направляющих этой формы ниже жесткости других роликовых направляющих, особенно в плоскости направляющих.

Прямоугольные направляющие (рис. 6) обладают следующими достоинствами: а) простотой изготовления; б) возможностью проверки взаимного прилегания (на горизонтальных гранях); в) простотой проверки точности изготовления в сборе с корпусными деталями; г) высокой жесткостью в плоскости направляющих; д) сравнительной простотой контроля величины натяга (по сравнению с направляющими со встречными призмами, см. ниже).

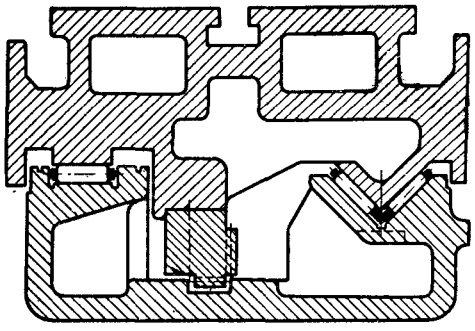


Рис. 5. Роликовые направляющие треугольная и плоская

Прямоугольные направляющие могут быть с натягом в двух направлениях (рис. 6, *а*) или только в горизонтальном (рис. 6, *б*). В конструкции по рис. 6, *а* натяг на горизонтальных гранях контролируют пригонкой планок или прокладками. Неудобством направляющих по рис. 6, *а* является необходимость раздельной регулировки натяга в двух направлениях, большие габариты и пониженная жесткость при работе на отрыв (вследствие отгиба планок). Из-за больших габаритов эти направляющие не получили широкого применения. В конструкциях по рис. 6, *б* возможен подъем каретки в связи с отклонениями от вертикального расположения граней или перекоса роликов. При создании натяга силой N (рис. 6, *в*) сила трения Nf на вертикальных гранях может вызвать отрыв каретки от горизонтальных граней, вследствие чего движение станет неравномерным и жесткость в вертикальной плоскости существенно понизится. Для предотвращения отрыва необходимо условие $2Nf \leqslant G$, где G — вес узла; N — суммарная сила натяга; $f = 0{,}25$ — коэффициент трения покоя. Таким образом, в узлах с малым весом величина натяга должна быть ограничена. Ориентировочно при весе узла $G = 100$ *кг*, длине роликов 10—15 *мм* и числе роликов на каждой грани 15—20 допустим натяг не более 5 *мк*, при $G = 200$ *кг* допустим натяг 5—7 *мк*, при $G = 400$ *кг* натяг 7—9 *мк*. В направляющих этой формы особое внимание должно быть уделено обеспечению взаим-

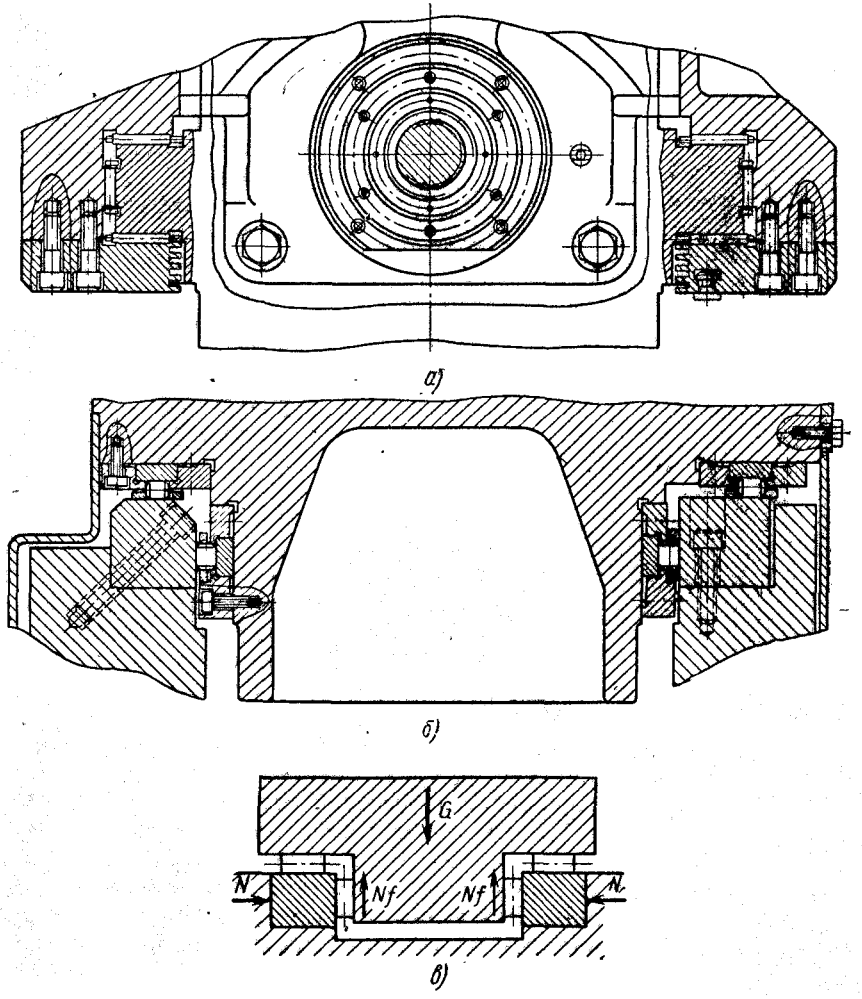


Рис. 6. Прямоугольные роликовые направляющие

ной перпендикулярности граней. Для вертикальных направляющих эта форма непригодна.

Остроугольные направляющие по форме «ласточкина хвоста» (рис. 7) при правильном конструктивном оформлении имеют высокую жесткость и удобную регулировку. Эти направляющие очень трудоемки и сложны в изготовлении, неудобны для проверки

точности изготовления в сборе. Натяг создают обычно клиньями, винтами или эксцентриками. Величину натяга можно контролировать по смещению каретки. С точки зрения возможности контроля величины натяга эти направляющие имеют преимущество по сравнению с треугольными замкнутыми направляющими (подробнее см. ниже, стр. 369). Возможно применение этих направляющих и при небольшом зазоре. Они получили распространение в основном в узлах, испытывающих опрокидывающие моменты, например в шлифовальных бабках станков высокой точности, однако применяются и в столах.

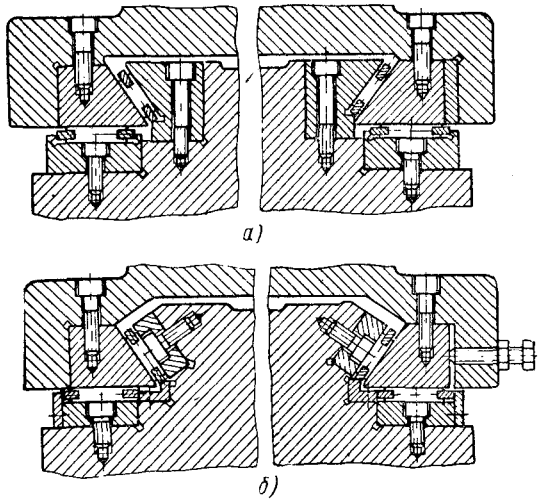


Рис. 7. Остроугольные роликовые направляющие с натягом клином (*а*) и винтами (*б*)

Направляющие с углом наклона граней 30° (рис. 8) имеют преимущество в удобстве контроля и ограничения величины натяга путем подгонки планок или применения мерных прокладок. Недостатком является невозможность восприятия больших нагрузок и малая жесткость в боковой плоскости. Их следует применять при действии нагрузок в основном в плоскости симметрии.

Треугольные замкнутые направляющие применяют с роликами с параллельными осями (рис. 9, *а*), с роликами с перекрещивающимися осями или крестовой роликовой цепью (рис. 9, *б*). Направляющие по рис. 9, *а* имеют, как правило, значительно большие габариты по высоте, чем направляющие по рис. 9, *б*, и в них больше сказываются погрешности изготовления углов призм и перекосы при сборке. Эти направляющие допускают проверку взаимного прилегания (на проверочной плите при вынутых роликах) и взаимную притирку. Недостаток этих направляющих заключается в значительно меньших (в несколько раз) диаметрах роликов, чем в направляющих с цепью при тех же габаритах. При малых диаметрах роликов это приводит к повышенному сопротивлению трения и проскальзыванию роликов.

Оси соседних роликов крестовой цепи [15] расположены под углом 90° (рис. 10), а диаметр роликов немного больше длины. Таким образом, направляющая с крестовой роликовой цепью работает как две плоские направляющие, имеющие удвоенный

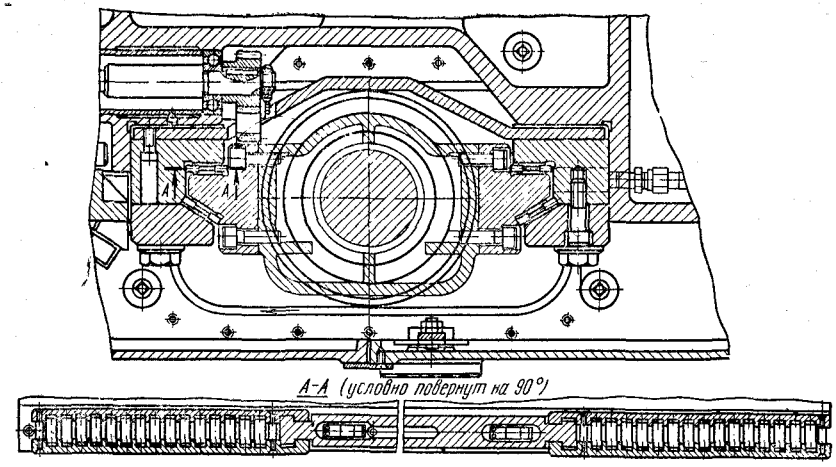


Рис. 8. Остроугольные роликовые направляющие с углом наклона 30°

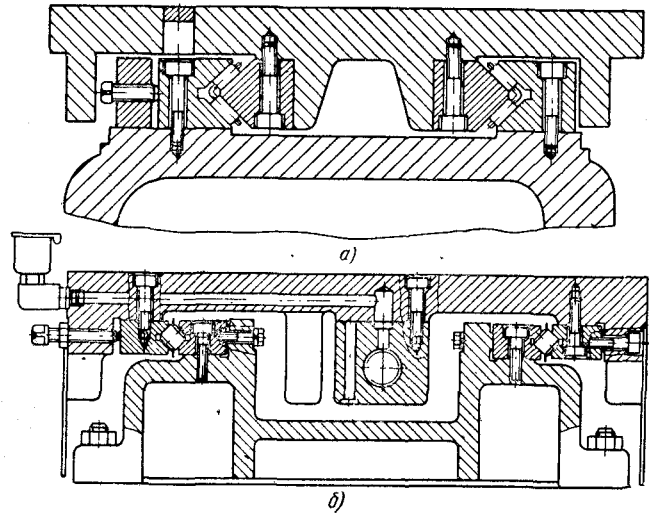


Рис. 9. Треугольные замкнутые роликовые направляющие:

а — с роликами с параллельными осями; *б* — с крестовой роликовой цепью

шаг роликов. Направляющие по рис. 9, *б* очень компактны и воспринимают произвольно направленные нагрузки. Направляющие можно применять как для малых ходов (с разомкнутой цепью, рис. 9, *б*), так и для больших ходов (с замкнутой цепью рис. 10, *б*). Существенный недостаток конструкции по рис. 9, *б* заключается в невозможности проверки и взаимной пригонки в сборе и трудности контроля величины натяга (см. подробнее ниже, стр. 369). Основные проверки точности изготовления производят на каждой

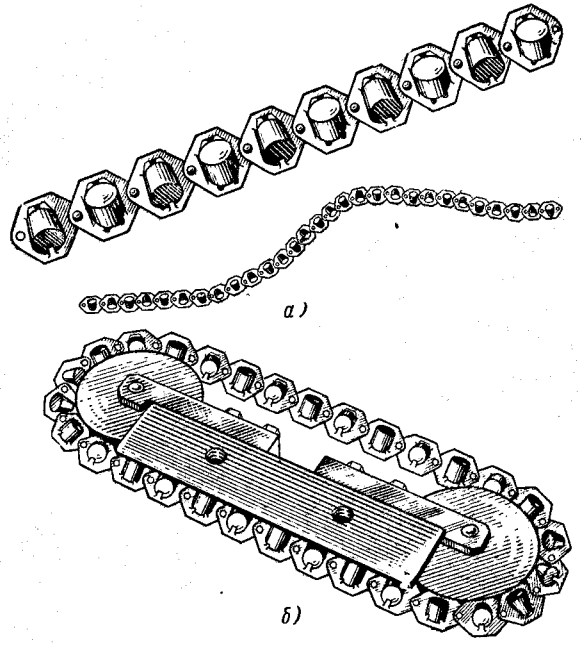


Рис 10. Крестовая роликовая цепь (*а*) и применение ее при большой длине хода (*б*)

призме отдельно (до сборки). Контроль натяга может быть осуществлен лишь косвенно. Жесткость направляющих в плоскости действия сил натяга (плоскости направляющих) в несколько раз выше (подробнее см. гл. III), чем жесткость направляющих без натяга (особенно при небольшой длине узла). В других плоскостях жесткость этих направляющих близка к жесткости направляющих без натяга. В последнее время получили применение направляющие с крестообразно расположенными роликами (без сепаратора). Эти направляющие имеют большую жесткость (в 1,5—2 раза) по сравнению с направляющими с крестовой роликовой цепью в связи с меньшим шагом роликов и большей возможной шириной контакта. Трение в направляющих практически такое же, как и в направляющих с цепью, так как трение между роликами соизмеримо с трением ролика о сепаратор. Однако ролики без сепаратора можно применять только в направляющих с малой длиной хода (см. рис. 3, *б*). Направляющие с крестообразно расположенными роликами без сепараторов целесообразно применять для шлифовальных бабок, так как в них в связи с приложением сил резания на большом плече важно получение высокой угловой жесткости. При этом ролики следует располагать не по всей длине, а двумя комплектами по концам. Расстояние между двумя комплектами роликов должно составлять 0,4—0,5 рабочей длины (между крайними роликами).

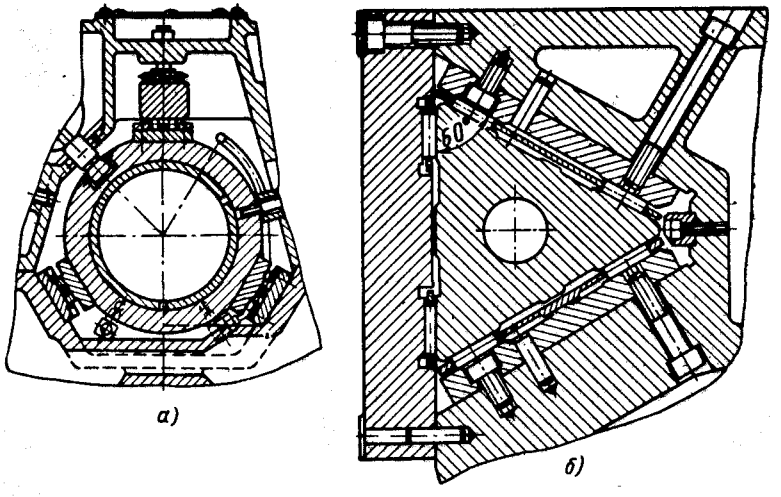


Рис. 11. Призматические замкнутые направляющие

В треугольных замкнутых направляющих, как роликовых, так и шариковых, каретка висит на направляющих. Поэтому для компенсации веса необходимо приложить некоторую начальную силу натяга. Величина начальной силы натяга равна половине веса каретки (при наклоне граней к горизонтали, равном 45°). Для правильной работы направляющих необходимо, чтобы сила натяга была больше начальной. Только в этом случае будет выбран зазор на всех гранях направляющих. Треугольные направляющие можно применять только для относительно легких узлов. Расчеты показывают, что для узлов весом более 400—500 *кГ* начальная сила натяга, необходимая для компенсации веса узла, вызывает натяг по нормали к граням призм более 7—8 *мк*, и для правильной работы направляющих необходим слишком большой натяг (более 10—12 *мк*).

Призматические замкнутые симметричные роликовые направляющие (рис. 11) применяют в основном в узлах типа пинолей

и при необходимости восприятия крутящих моментов. Натяг осуществляется пружинами (рис. 11, *а*) или пригонкой размеров сопрягаемых деталей (рис. 11, *б*). По сравнению с цилиндрическими шариковыми направляющими они имеют значительно бóльшую поперечную жесткость и обеспечивают возможность регулировки натяга в процессе сборки путем пригонки планок или применения прокладок. Кроме того, они могут воспринимать существенные крутящие моменты и имеют большую угловую жесткость. Недостатком их является большая сложность и трудоемкость изготовления. Их следует применять в станках высокой точности, в которых предъявляются повышенные требования к жесткости этих направляющих, а также в условиях сочетания действия значительных нагрузок и высоких требований к точности.

МАТЕРИАЛ И ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА НАПРАВЛЯЮЩИХ

Получили распространение стальные закаленные направляющие с твердостью поверхности *HRC* 60—62 и чугунные из чугуна СЧ 21-40 (*НВ* 200—220). Известны отдельные случаи применения направляющих из твердого сплава и закаленного чугуна, однако они не получили широкого применения.

Чугунные направляющие применяют при средних и малых нагрузках. При больших нагрузках (включая и нагрузки от предварительного натяга) необходимо применение стальных закаленных направляющих. Допустимые нагрузки на одно тело качения для стальных и чугунных направляющих приведены в табл. 2.

Таблица 2

Допустимые нагрузки в *кГ* на одно тело качения

Диаметр тела качения d в *мм*	Стальные закаленные направляющие, *HRC* 60			Чугунные направляющие, *НВ* 200—220		
	Шариковые	Роликовые		Шариковые	Роликовые	
		с короткими роликами $\frac{b^*}{d}=1$	с длинными роликами $\frac{b}{d}=3$		с короткими роликами $\frac{b}{d}=1$	с длинными роликами $\frac{b}{d}=3$
5	1,5	50	100	0,05	5	11
10	6	200	420	0,2	19	45
15	14	450	950	0,45	45	100
20	24	800	1670	0,8	76	180

* b длина ролика

Стальные закаленные направляющие допускают весьма высокие нагрузки, обладают высокой износостойкостью и сопротивлением повреждениям. Недостатком их по сравнению с чугунными направляющими является большая трудоемкость изготовления, в частности для получения высокой точности (необходимость притирки). Стальные закаленные направляющие целесообразно применять при высоких нагрузках; при больших динамических и ударных нагрузках; в конструкциях с предварительным натягом; при трудности обеспечения хорошей защиты. В преобладающем большинстве случаев эти направляющие выполняют накладными и лишь в отдельных случаях в узлах небольших станков их выполняют заодно с корпусом.

К стальным направляющим предъявляют высокие требования по твердости, которая должна составлять *HRC* 60—62, в отдельных случаях допускается *HRC* 58. С понижением твердости резко падает нагрузочная способность и возникает опасность повреждения при случайных перегрузках или перетяжке в процессе сборки. Нагрузочная способность направляющих при твердости *HRC* 55 почти в 1,5 раза ниже, чем при твердости *HRC* 60, а при твердости *HRC* 50 — в 2 раза. Для стальных накладных направляющих можно применять следующие виды упрочняющей термической обработки: а) объемная закалка, б) цементация и закалка, в) поверхностная закалка нагревом т. в. ч., г) азотирование.

Экспериментальное исследование показало, что при равной твердости прочность поверхностных слоев существенно зависит от глубины упрочненного слоя. Контактная прочность сталей с малой глубиной упрочненного слоя ниже, чем подшипниковых сталей с объемной закалкой. По графикам, показанным на рис. 12 видно, что чем меньше глубина упрочнения, тем при меньших нагрузках образуются пластические деформации определенной величины. Так, для стали марки ШХ15 с объемной закалкой глубина лунки в 1 *мк* соответствовала нагрузке 165 *кГ*, для стали марки 20Х с цементацией и закалкой — 150 *кГ*, для стали марки 8ХФ с закалкой нагревом т. в. ч. 130 *кГ* и для азотированных сталей марки 38ХМЮА и 40ХФ — 105 *кГ*.

При случайных перегрузках на направляющих с малой глубиной упрочненного слоя могут возникнуть пластические деформации большей глубины, чем на направляющих из сталей с объемной закалкой. Так, например, при нагрузке 150 *кГ* и диаметре шарика 12,7 *мм* при экспериментах на стали ШХ15 глубина лунки пластической деформации составляла 0,8 *мк*, а на азотируемых сталях 3 *мк*. Таким образом, для направляющих предпочтительно применять стали с объемной закалкой — подшипниковые марок ШХ9, ШХ15, ШХ15СГ или высокоуглеродистые марок ХВГ, 9ХС и др.

При больших сечениях планок и в тех случаях, когда необходимо производить сверление в планках после термической

обработки или другие пригоночные операции, их следует выполнять из цементуемых сталей типа 20Х, 18ХГТ и т. п. Нагрузочная способность направляющих из цементуемых сталей незначительно меньше, чем подшипниковых. После окончательного шлифования глубина цементированного слоя по всей рабочей поверхности должна быть не менее 0,8—1 *мм*.

Направляющие с поверхностной закалкой нагревом т. в. ч. рекомендуется применять только при хорошо отработанном тех-

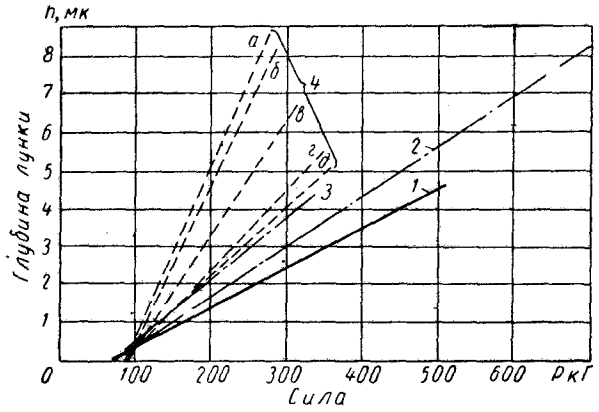


Рис. 12. Влияние вида упрочняющей термической обработки на контактную прочность (при вдавливании шарика диаметром 12,7 *мм*):

1 — объемная закалка, сталь марки ШХ15; *2* — цементация, сталь марки 20Х; *3* — закалка с нагревом т. в. ч., сталь марки 8ХФ; *4* — азотирование, сталь марки 38ХМЮА и 30Х3ВА (*а*, *б*, *в*, *г* — одноступенчатое; *д* — двухступенчатое), для всех видов обработки *HRC* 60—62; *а* — сталь марки 38ХМЮА, $T = 36$ *ч*, $H = 0{,}25 \div 0{,}3$ *мм*, *HRC* 24—26; *б* — сталь марки 30Х3ВА, $T = 36$ *ч*, $H = 0{,}25 \div 0{,}27$ *мм*, *HRC* 26—28; *в* — сталь марки 30Х3ВА, $T = 60$ *ч*, $H = 0{,}43$ *мм*, *HRC* 28; *г* — сталь марки 30Х3ВА, $T = 60$ *ч*, $H = 0{,}43$ *мм*, *HRC* 35; *д* — сталь марки 30Х3ВА, $T = 15$ *ч* (первая ступень) и $T = 38$ *ч* (вторая ступень), $H = 0{,}47$ *мм*, *HRC* 33 ч; T — продолжительность процесса, H — глубина азотированного слоя, *HRC* — твердость после улучшения, h — глубина лунки)

нологическом процессе, обеспечивающем постоянную высокую твердость на всей рабочей поверхности. При этом применяют стали, обеспечивающие твердость не ниже *HRC* 58.

Направляющие из азотируемых сталей марок 38ХМЮА, 40ХФ, 30Х3ВА, ЭИ415 обладают наиболее низкой нагрузочной способностью и имеют относительно малую толщину упрочненного слоя (0,3—0,04 *мм*), что создает опасность продавливания слоя при случайных перегрузках. Желательно применять стали, у которых на глубине 0,2—0,3 *мм* сохраняется высокая твердость (например, 30Х3ВА, ЭИ415). Применением правильного режима азотирования прочность поверхностных слоев направляющих

из азотируемых сталей может быть существенно повышена (см. рис. 12). В частности, хорошие результаты получены при применении двухступенчатого процесса азотирования. Прочность поверхностных слоев в значительной степени зависит от твердости сердцевины. При твердости сердцевины *HRC* 34—36 прочность поверхностных слоев существенно выше, чем при твердости *HRC* 28 (см. рис. 12).

Чугунные направляющие допускают средние нагрузки и обладают значительно меньшей износостойкостью при наличии загрязнения и сопротивляемостью повреждениям, чем стальные закаленные, а также повышенной чувствительностью к динамическим нагрузкам. Преимуществом их по сравнению со стальными закаленными направляющими является возможность достижения высокой точности изготовления без специального оборудования (шабрением).

Основная область применения чугунных направляющих — в конструкциях без предварительного натяга с малыми и средними нагрузками при отсутствии значительных динамических нагрузок и в станках с длинными направляющими, где применение стальных накладных направляющих затруднено.

Чугунные направляющие качения в основном получили применение в столах координатно-расточных и резьбошлифовальных станков, бабках тяжелых круглошлифовальных станков. Применение чугунных направляющих в конструкциях с предварительным натягом невозможно из-за малых допустимых величин натяга. Чугунные направляющие требуют особо тщательной защиты.

РАЗМЕРЫ И ЧИСЛО ТЕЛ КАЧЕНИЯ

Диаметр и число тел качения определяют расчетом из условия обеспечения допустимых давлений на площадке контакта (см. гл. II), а также из конструктивных соображений.

С увеличением диаметра тел качения при сохранении их количества уменьшаются давления на площадке контакта и для шариковых направляющих возрастает жесткость. Для роликовых направляющих жесткость практически не зависит от диаметра роликов (при прочих равных условиях). Силы трения в направляющих уменьшаются с увеличением диаметра. Для шариковых направляющих с точки зрения прочности выгоднее увеличивать диаметр тел качения, чем их число, для роликовых направляющих увеличение диаметра или числа роликов равноценно. В игольчатых направляющих действуют повышенные силы трения и возникает опасность проскальзывания игл (силы трения качения и сопротивления в сепараторе приближаются к силам трения скольжения). Применение роликов диаметром менее 6—8 *мм* нежелательно.

При увеличении числа тел качения уменьшаются нагрузки на площадках контакта и в связи с этим возрастает неравномерность распределения нагрузки между телами качения. Наименьшее число тел качения на одной направляющей в одном ряду составляет обычно 12—16. При меньшем числе тел качения погрешности изготовления могут существенно сказаться на точности положения каретки. Наибольшее число тел качения определяется условием участия в работе всех или большинства тел качения. Для этого необходимо, чтобы нагрузка от веса на единицу длины

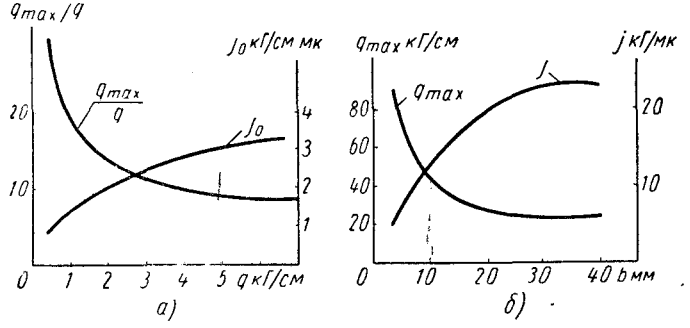


Рис. 13. Влияние погонной нагрузки q от веса ($а$) и длины роликов ($б$) на жесткость j и наибольшую нагрузку q_{max} для стальных роликовых направляющих.

На рис. 13, $а$ непрямолинейность направляющих принята равной 10 *мк*, на рис. 13, $б$ сила на ролик $P = 40$ *кГ*

ролика $q \geqslant 4$ *кГ/см* для роликовых направляющих и сила на один шарик $P \geqslant 3\sqrt{d}$ *кГ* для шариковых направляющих, т. е. желательно, чтобы $z \leqslant \frac{G}{4b}$ для роликовых направляющих и $z \leqslant \frac{G}{3\sqrt{d}}$ для шариковых направляющих, где z — число тел качения; d — диаметр шариков в *см*; b — длина роликов в *см*; G — вес узла в *кГ*. Применение большего числа тел качения и, следовательно, более низких нагрузок на каждый ролик (шарик) не дает увеличения жесткости направляющих, так как в связи с неизбежными неточностями изготовления при этом часть тел качения не участвует в работе. Уменьшение q и P ниже указанных значений ведет к резкой неравномерности распределения фактических нагрузок между телами качения и к существенному понижению жесткости (рис. 13, $а$). Неравномерность распределения нагрузки характеризуется отношением q_{max}/q (где q_{max} — погонная нагрузка на наиболее нагруженный ролик), жесткость — величиной $j_0 = \frac{dq}{d\delta}$, где δ — упругая деформация (см. гл. II). При начальных нагрузках на одно тело качения, превышающих ука-

занные выше значения, увеличение количества тел качения целесообразно, так как приводит к повышению жесткости.

Для направляющих столов и кареток тела качения целесообразно располагать равномерно по всей длине направляющих, так как основные нагрузки приложены в пределах длины направляющих и опрокидывающие моменты относительно невелики. Для направляющих шлифовальных бабок тела качения целесообразно располагать по концам направляющих для лучшего восприятия опрокидывающих моментов. При этом ролики должны располагаться примерно на $^1/_4$ длины сепаратора с каждой стороны. Это приводит к повышению жесткости и уменьшению нагрузки от момента на крайний ролик в 2 раза по сравнению с размещением того же количества роликов равномерно по всей длине и к незначительному изменению жесткости и нагрузок (на 14%) при постоянном шаге роликов. Дальнейшее уменьшение длины контакта приводит к резкому изменению жесткости и нагрузок на крайние ролики.

С увеличением длины роликов уменьшается давление на площадке контакта и увеличивается жесткость. Однако увеличение жесткости происходит в значительно меньшей степени, чем растет длина. Практически, с увеличением длины роликов растет накопленная погрешность от непараллельности направляющих в поперечном направлении и конусности роликов и соответственно увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине. Это особенно важно для стальных шлифованных направляющих, в которых эти погрешности значительны.

Расчеты показывают (рис. 13, $б$), что с увеличением длины b роликов фактические давления q_{max} уменьшаются, а жесткость $\frac{P}{\delta}$ существенно увеличивается только при малой длине роликов, а при увеличении длины свыше 30 *мм* изменяются мало.

Для стальных шлифованных направляющих целесообразно избегать применения длинных роликов, ограничиваясь отношением длины ролика к диаметру не более 1,5—2 и длиной не более 25—30 *мм*. Необходимые условия прочности направляющих при этом должны обеспечиваться за счет увеличения диаметра и числа роликов. Для чугунных направляющих вследствие возможности взаимной пригонки деталей, накопленные технологические погрешности на длине роликов значительно меньше и можно идти на некоторое увеличение отношения длины ролика к диаметру.

СПОСОБЫ СОЗДАНИЯ И ВЕЛИЧИНА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯГА

По способу создания предварительного натяга конструкции направляющих качения можно разделить на две группы: 1) с натягом в результате разности размеров охватываемой детали с телами качения и охватывающей детали (рис. 14, $а$); 2) с натягом

специальными регулировочными элементами, с помощью которых смещают подвижную деталь (каретку, ползун, рис. 14, *б*).

В конструкциях первой группы охватывающая деталь обычно состоит из корпуса и планок, притягиваемых к корпусу винтами. Натяг в процессе сборки осуществляют подбором фактических диаметров тел качения или исполнением соответствующего размера A охватывающей детали с необходимым отклонением δ от номинала, что достигают шабрением или шлифованием одной из плоскостей затянутого стыка планки и корпуса или использованием мерных прокладок. Этот способ создания натяга удобен тем, что величину натяга можно легко контролировать измерением фактических размеров и она не зависит от качества регулировки.

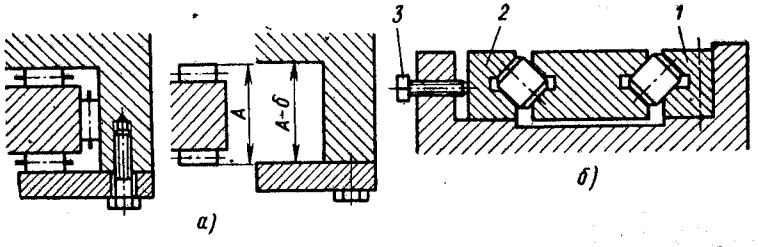


Рис. 14. Схемы создания натяга:

1 — неподвижная направляющая; *2* — регулировочная направляющая; *3* — винты натяга

В конструкциях второй группы имеется так называемая регулировочная направляющая (рис. 14, *б*), перемещением которой осуществляют натяг в соединении. Регулировочную направляющую в большинстве случаев при сборке не крепят к корпусу. Зажим ее осуществляется после регулировки натяга в сборе. Как правило, в каждом комплекте направляющих натяг осуществляется одной регулировочной направляющей. Натяг создают с помощью винтов, клиньев (см. рис. 9), пружин (см. рис. 11, *а*), мерных планок, эксцентриков, воздействующих на регулировочную направляющую до ее закрепления.

При создании натяга с помощью клина или мерной планки (см. рис. 7, *а*) давление натяга по длине регулировочной направляющей распределяется более равномерно, чем при создании натяга винтами. Поэтому этот способ является предпочтительным. Возможно выполнение клиновой поверхности непосредственно на регулировочной направляющей. При этом в ней выполняются удлиненные пазы под крепежные винты.

Способ создания натяга винтами (см. рис. 7, *б*) является конструктивно наиболее простым, однако наименее надежным в отношении возникновения перекосов при натяге. Во избежание перекосов необходимо обеспечивать равномерное нагружение

всех винтов, что практически трудно выполнимо. Затяжку винтов желательно выполнять тарировочным ключом (см. ниже).

При создании натяга пружинами (см. рис. 11, *а*) в большей мере обеспечивается равномерное нагружение всех пружин и необходимая сила натяга. Для роликовых направляющих применяют обычно пакеты тарельчатых пружин, так как необходимые силы натяга значительны, для шариковых направляющих при нестесненных габаритах можно применять винтовые пружины. Как тарельчатые, так и винтовые пружины должны быть тарированными. Пружины должны подбираться по необходимой силе натяга, вычисляемой по формулам (см. гл. II).

При создании натяга винтами, пружинами или эксцентриками регулировочная направляющая под действием сил натяга деформируется по длине неравномерно; в сечениях приложения сил натяга (сечениях расположения винтов или пружин) прогиб направляющей больше, чем между этими сечениями. Рабочая поверхность принимает волнистую форму. Правильным выбором расстояния между винтами (или пружинами) можно эти деформации свести к минимуму.

Расчеты при рассмотрении регулировочной направляющей как балки на упругом основании, которым являются ролики (рис. 15, *а*) показывают, что при малых расстояниях l между регулировочными элементами деформации Δ регулировочной направляющей невелики и мало возрастают с увеличением расстояния между винтами (рис. 15, *д*) до определенного предела, после которого начинают сильно увеличиваться. Рекомендуемое расстояние между регулировочными элементами

$$l = \frac{3{,}5}{a} h,$$

где $a = \sqrt[4]{\frac{h}{t}\frac{b}{b_н}}$; b — приведенная по жесткости длина роликов (см. ниже); $b_н$ и h — соответственно ширина и толщина направляющей; t — шаг роликов.

Под приведенной длиной ролика b в направляющих с наклонными гранями понимается длина, которую должен иметь фиктивный ролик, если ось его будет расположена по нормали к направлению силы натяга, а жесткость в направлении действия силы натяга будет равна жесткости действительного ролика.

Для направляющих, показанных на рис. 15, *б, в, г* длина ролика b равна, соответственно: b_1, $b_1 \cos^2 \alpha$, $2b \cos^2 45° = b_1$.

Рекомендуемые значения l/h следующие:

$\frac{b}{b_н}\frac{h}{t}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
l/h	5,2	4,5	4	3,7	3,5

При соблюдении этого условия деформации регулировочных направляющих невелики. При невозможности разместить винты на указанном расстоянии друг от друга (или немного большем) целесообразнее применять клинья.

После создания натяга регулировочную направляющую зажимают винтами. Для этого должен быть обеспечен доступ к головкам винтов, крепящих регулировочную направляющую в собранном узле. Для этого головку винтов располагают в корпусе

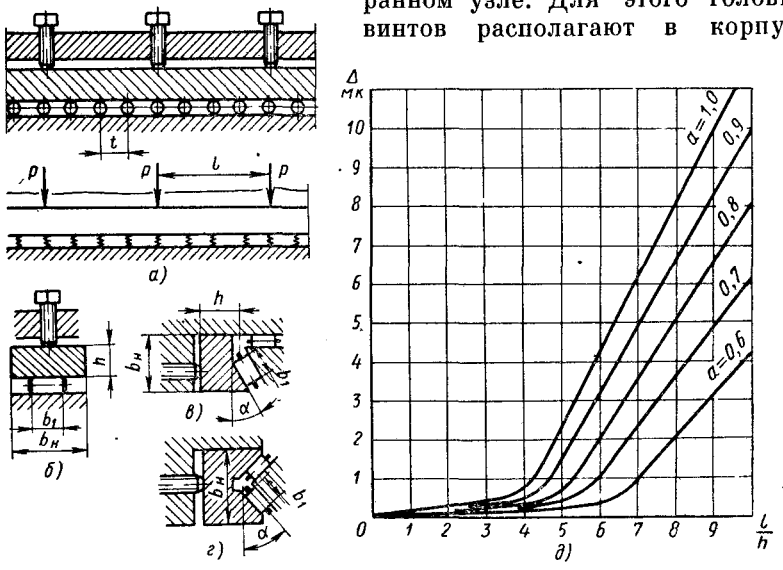


Рис. 15. Схемы нагружения регулировочной направляющей силами предварительного натяга (*а*), схемы для определения приведенной длины ролика (*б* — *г*) и зависимость непрямолинейности Δ регулировочной направляющей, получающейся при создании натяга винтами, от соотношения размеров направляющей (*д*). Принято: $q = 25 \div 30$ *кГ/см*

(рис. 16, *а*), над головками винтов выполняют специальные отверстия (рис. 16, *б*) или соответствующие полости (рис. 16, *в*). При невозможности зажима винтов в собранном узле направляющую можно поджимать винтами через тарельчатые пружины (рис. 16, *г*), допускающие смещение направляющей при натяге. Сила зажима пружин должна быть тщательно подобрана, пружины должны быть тарированы.

С увеличением предварительного натяга повышается жесткость направляющих, но одновременно возрастают тяговые усилия.

Эксперименты и расчеты показывают, что с увеличением натяга жесткость $j_м$ направляющих сначала резко возрастает, а затем после достижения определенного натяга меняется мало

(рис. 17, *а*). Дальнейшее повышение натяга не вызывает существенного повышения жесткости. Под жесткостью здесь понимается отношение момента M, действующего на направляющие, к вызываемому им углу φ наклона каретки. Тяговое усилие T, наоборот, до некоторой величины натяга меняется мало, а после определенного предела резко повышается (рис. 17, *б*). Таким образом, имеется область оптимального натяга, при котором жесткость достаточно высока, а тяговые усилия невелики.

Эксперименты на стенде с направляющими нескольких форм (подробнее см. гл. III) показали, что оптимальный натяг по нормали к граням направляющих (сближение подвижной и неподвижной направляющей) $\delta_н$ при хорошем качестве изготовления составляет 5—6 *мк*. Эксперименты показали, что натяг такой величины не ухудшает равномерности движения, а также точности и чувствительности установочного перемещения. Величина натяга δ_0 в направлении приложения силы натяга зависит от конструкции и может быть вычислена по формулам, приведенным на стр. 422—426.

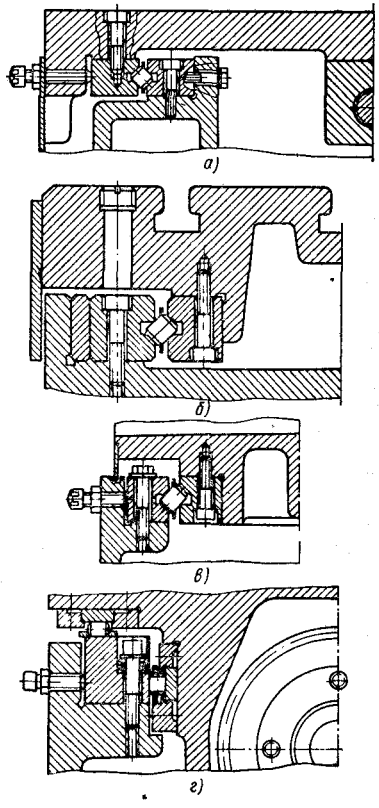


Рис. 16. Способы закрепления регулировочной направляющей

Минимальная величина натяга определяется условием гарантированного натяга при любом положении каретки (при действии внешних нагрузок) и зависит от точности изготовления направляющих и длины хода. Рекомендуемая минимальная величина натяга $\delta_н$ по нормали к граням направляющих составляет 2—3 *мк* (для отделочных станков при малых силах резания). При существенных силах резания минимальная величина натяга может быть вычислена из условия, чтобы нагрузка от натяга на наименее нагруженное тело качения была бы больше, чем внешняя нагрузка на одно тело качения.

Максимальная величина натяга определяется величиной тягового усилия, равномерностью движения и прочностью поверхностных слоев. Допустимый натяг по условиям прочности для роликовых направляющих при высокой твердости рабочих

поверхностей (*HRC* 60) составляет 15—25 *мк*, а для шариковых направляющих — 7—15 *мк* (в зависимости от диаметра тел качения). Однако уже при несколько меньших величинах натяга (особенно для роликовых направляющих) возрастает тяговое усилие и движение каретки становится затрудненным. Так как рекомендуемая величина натяга колеблется в узких пределах, очень важно в процессе сборки осуществлять контроль величины предварительного натяга.

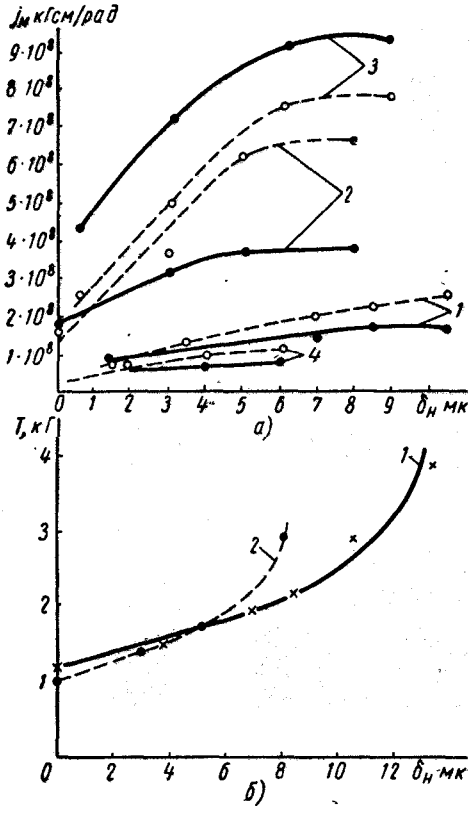


Рис. 17. Влияние величины предварительного натяга $\delta_н$ по нормали к граням направляющих на жесткость $j_м$ (при нагружении моментом) и тяговое усилие T:

1 — направляющие с крестовой роликовой цепью;
2 — прямоугольные роликовые направляющие;
3 — роликовые направляющие «ласточкин хвост»;
4 — шариковые замкнутые направляющие

Существуют следующие способы контроля величины предварительного натяга: 1) измерение исполнительных размеров элементов направляющих; 2) измерение смещения подвижного узла в процессе создания натяга; 3) измерение силы предварительного натяга на каждом регулировочном элементе (винте). Возможность применения каждого из способов зависит от конструкции направляющих. В некоторых случаях желательно пользоваться одновременно двумя способами.

Наиболее точным и надежным является первый способ, однако он применим только в конструкциях, в которых натяг осуществляется за счет разности исполнительных размеров. В этих конструкциях при сборке измеряют фактические размеры всех элементов, а затем шабрением или шлифованием снимают определенный слой металла в месте затянутого стыка на одной из сопрягаемых деталей (корпусе или планке) или прокладывают соответствующие прокладки. После этого планку притягивают винтами к корпусу. В отношении обеспечения требуемой величины натяга такие конструкции являются наиболее удачными и им по возможности следует отдавать предпочтение.

В конструкциях, в которых натяг создают смещением регулировочной направляющей, величину натяга измеряют по смещению каретки в процессе натяга. Для этого на неподвижном узле (станине) закрепляют измерительные приборы (микрокаторы с ценой деления 1 *мк* или индикаторы с ценой деления 2 *мк*), измерительные наконечники которых упирают в подвижный узел (каретку). Приборы могут закрепляться в магнитных стойках с винтовым или цанговым зажимом или в кронштейнах, привинчиваемых к одной из корпусных деталей. Для этого в конструкциях необходимо предусмотреть место для размещения стоек или кронштейнов.

В отношении контроля натяга конструкции этой группы можно разделить на конструкции, в которых имеются горизонтальные грани, в основном воспринимающие вес узла, и конструкции со встречными призмами (роликовые и шариковые), в которых узел висит на направляющих. В конструкциях с горизонтальными гранями (с прямоугольными направляющими, по форме «ласточкина хвоста» и т. п.) каретки ставят на эти грани и затем регулировочными элементами выбирают зазор в направляющих. После этого по измерительным приборам создают натяг в направляющих. В конструкциях, в которых натяг создают винтами, для обеспечения равномерного нагружения винтов необходимо пользоваться динамометрическим ключом. При этом очень важно, чтобы сопротивление в резьбе во всех винтах было примерно одинаковым и винты легко завинчивались от руки.

Наиболее трудно контролировать величину натяга в треугольных замкнутых направляющих, так как в них не всегда удается выявить так называемое «нулевое положение», при котором суммарная сила натяга компенсирует вес узла и каретка занимает правильное горизонтальное положение. При сборке этих конструкций особенно важно пользоваться динамометрическим ключом с затяжкой винтов определенной силой. Нулевое положение может быть оценено с помощью индикаторов по измерению положения каретки в вертикальной плоскости. Сначала создают относительно большой натяг в направляющих, затем винты или клин постепенно отпускают до того момента, когда каретка начинает резко опускаться вниз. Это и есть «нулевое положение». После этого создают необходимый натяг в соединении с контролем величины смещения в направлении приложения силы натяга.

При правильно отрегулированном натяге подвижный узел должен плавно и легко перемещаться. Поэтому для косвенной оценки качества регулировки может служить величина тягового усилия. Тяговое усилие в направляющих средних станков не должно превышать 3—5 *кГ*. Тяговое усилие может быть измерено

в процессе сборки при помощи тягового динамометра (рис. 18). Динамометр держат в руке и упирают его измерительный штифт

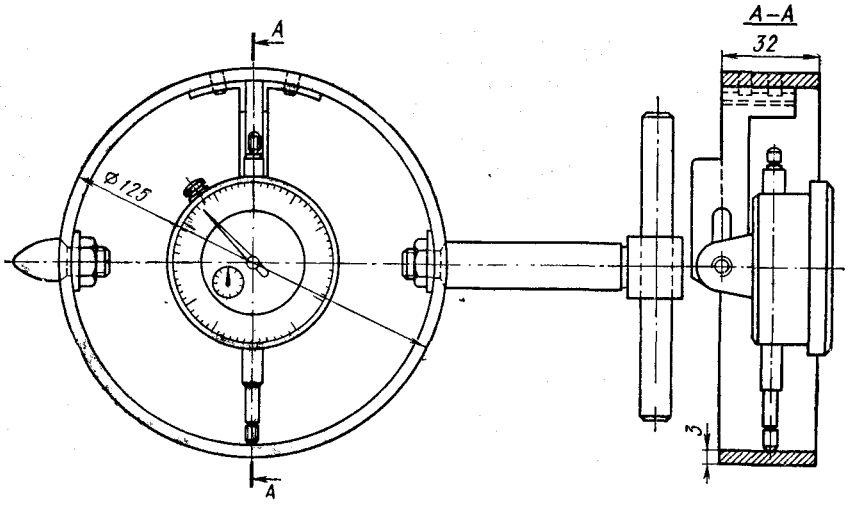


Рис. 18. Динамометр для измерения тягового усилия

в каретку. Постепенно нажимая, приводят каретку в движение и, плавно перемещая ее, измеряют тяговое усилие. Динамометр может быть изготовлен на любом заводе.

КОНСТРУКЦИИ НАКЛАДНЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Основные способы крепления накладных направляющих к корпусу (рис. 19): винтами при опирании направляющих по всей длине (рис. 19, *а* и *б*); винтами при опирании направляющих по коротким участкам-платикам (рис. 19, *в*—*д*); прихватами (рис. 19, *е*); приклеиванием; завальцовыванием.

При опирании направляющих по всей длине под действием сил затяжки винтов возникают контактные деформации в стыке направляющих и корпуса, которые распределены неравномерно по длине стыка; в сечениях под винтами давления, а следовательно, и деформации в стыках больше, чем в сечениях между винтами. Это вызывает искривление накладных направляющих. Степень неравномерности распределения давлений, а следовательно, и величины деформаций зависят от толщины направляющих и расстояния между винтами.

При опирании направляющих по платикам в процессе затяжки винтов деформаций направляющих не возникает, так как крепежные винты располагаются посредине платиков. Однако в процессе работы под действием сил натяга и внешних нагрузок возникают деформации направляющих, причем величина деформации зависит от расстояния между платиками. Основное преимущество этого способа крепления заключается в том, что в процессе сборки путем подшабровки небольших участков опорных поверхностей базовых деталей под платиками удается добиться требуемой прямолинейности направляющих наименее трудоемким путем.

При креплении направляющих прихватами получается высокая степень равномерности прижатия, однако этот способ можно применять при относительно небольшой длине планок (100—150 *мм*), особенно он эффективен при малой толщине планок. Обычно длину прихватов выбирают равной или близкой к длине

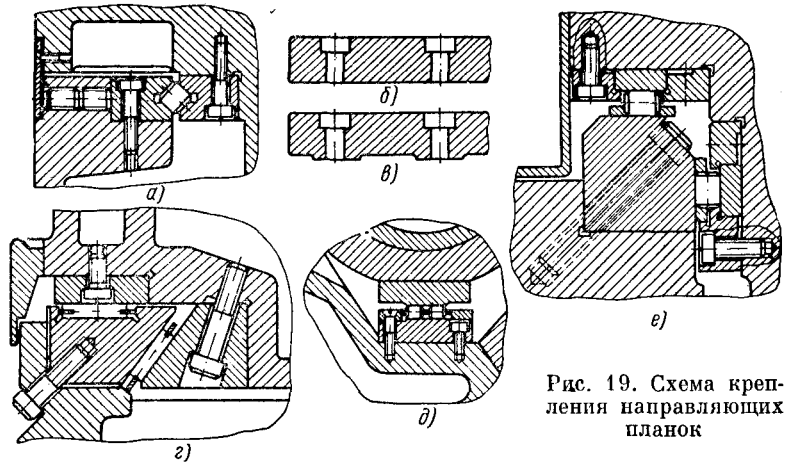


Рис. 19. Схема крепления направляющих планок

планок. Размеры накладных направляющих и винтов должны выбираться таким образом, чтобы деформации направляющих были достаточно малы. Для этого необходимо соблюдать определенные соотношения между толщиной накладных направляющих и расстоянием между крепежными винтами.

Деформации накладной направляющей от сил затяжки винтов могут быть определены расчетом при рассмотрении ее как бесконечной балки, нагруженной сосредоточенными силами от винтов и лежащей на упругом основании, которым служат поверхностные слои.

Прогибы направляющей δ_{max} под винтами (рис. 20, *а*) и посредине между винтами δ_{min} могут быть определены по формулам (влиянием соседних винтов пренебрегаем) [9]:

$$\delta_{max} = \frac{P\beta k}{2B} = k\sigma\frac{\beta l}{2};$$

$$\delta_{min} = \delta_{max} 2\varphi; \quad \beta = \sqrt[4]{\frac{B \cdot 10^4}{4EJk}} \ 1/см,$$

где P — сила затяжки в *кГ*; k — коэффициент контактной податливости стыка планки и корпуса в *мк·см²/кГ*; B — ширина опорной поверхности направляющей в *см*; J — момент инерции поперечного сечения накладной направляющей в *см⁴*; l — расстояние между винтами в *см*; E — модуль упругости материала направляющей в *кГ/см²*; φ — коэффициент, зависящий от показателя жесткости $\lambda = 0{,}5\beta l$ и определяемый по таблицам [9]; $\sigma = \frac{P}{Bl}$ — среднее давление затяжки в *кГ/см²*.

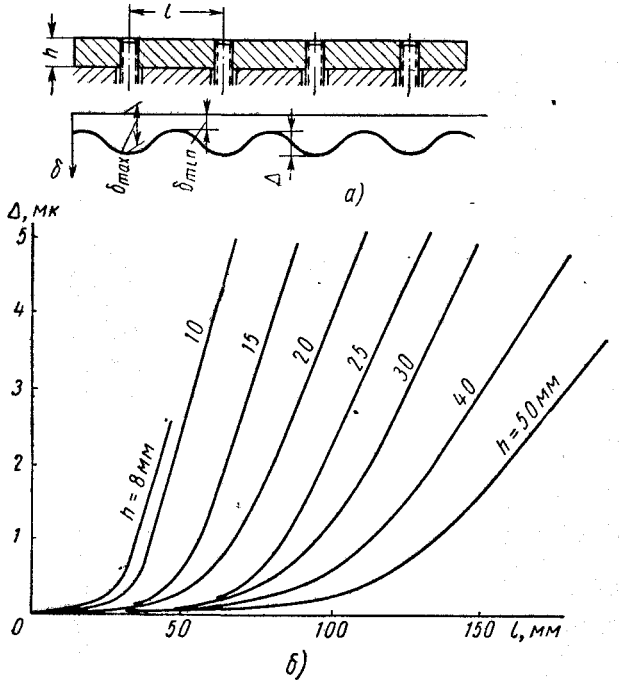


Рис. 20. Схема деформирования накладной направляющей (*а*) и влияние расстояния l между винтами на отклонения Δ направляющей от прямолинейности под действием сил затяжки винтов (*б*)

Таким образом, отклонение от прямолинейности (волнистость) направляющей, возникающее в результате затяжки винтов, может быть определено по следующей формуле:

$$\Delta = \delta_{max} - \delta_{min} \approx k\sigma \frac{\beta l}{2}(1 - 2\varphi).$$

На рис. 20, *б* показаны зависимости между величинами непрямолинейности планок в результате деформаций силами затяжки и расстоянием между винтами при $\sigma = 30$ *кГ/см²* и $k = 0{,}09$ *мк·см²/кГ*. При малых расстояниях l между винтами деформации направляющих от сил затяжки винтов малы и слабо возрастают с увеличением l. Однако при увеличении l сверх определенных для каждой толщины h значений, деформации резко возрастают.

На рис. 21 приведены полученные экспериментально упругие линии направляющих при опирании их по всей поверхности. Испытания проводились при затяжке всех винтов и через один. Расчетные значения прогибов хорошо согласуются с экспериментальными данными.

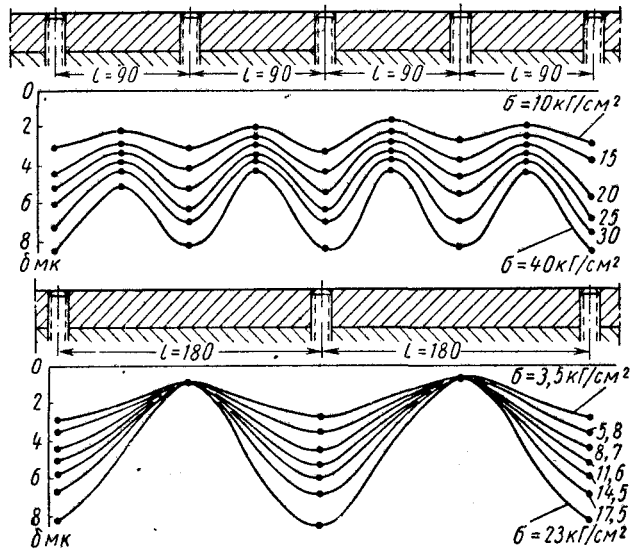


Рис. 21. Упругие линии стальных накладных направляющих под действием сил затяжки винтов (при опирании по всей поверхности):

σ — среднее давление в стыке от затяжки винтов; l — расстояние между винтами; толщина планки 24 *мм*

Переход на резко возрастающие участки кривых (см. рис. 20, *б*) соответствует весьма неравномерному распределению давлений по длине стыка, при котором некоторые участки стыков между винтами практически не воспринимают давлений затяжки. Очевидно, что таких соотношений h и l не следует применять. Резкое возрастание деформаций соответствует значениям показателя жесткости $\beta l = 1{,}9 \div 2$. Подставляя значения β, получаем зависимость между толщиной направляющей h и расстоянием между винтами l, при которой обеспечиваются малые деформации от затяжки (для $k = 0{,}09 \div 0{,}1$ *мк·см²/кГ*): * $l \leqslant (5{,}3 \div 5{,}7)\sqrt[4]{h^3}$, где l и h в *мм*.

* Эти значения k получены экспериментально на плоских затянутых стыках.

Численные значения оптимального расстояния между винтами приведены в табл. 3.

Таблица 3

Рекомендуемые расстояния между винтами и длина платиков

Высота направляющей в *мм*		10	15	20	25	30	40	50
Расстояние между винтами в *мм* для направляющих	без платиков	30–32	40–45	55	65	75	90	110
	с платиками	38–40	50–55	65–70	75–80	85–90	105–110	125–135
Длина платиков $l_{пл}$ в *мм* (не менее)		16–20	21–26	27–32	32–38	35–43	45–54	55–65

Для направляющих, опирающихся по платикам, расстояния между винтами следует принимать $l \leqslant (6{,}5 \div 7)\sqrt[4]{h^3}$ в станках высокой точности, а в станках нормальной точности на 10—15% больше.

Эти зависимости получены из условия, чтобы прогибы участков направляющих между платиками под действием сил натяга были не больше, чем допустимые прогибы для направляющих, опертых по всей длине. При больших расстояниях под действием сил натяга деформации направляющих окажутся ощутимыми. При опирании по платикам силы затяжки крепежных винтов не вызывают деформаций накладных направляющих, если длина платиков достаточно мала. Если же длина платиков значительна, то давления по длине платиков распределяются неравномерно.

Рекомендуемая длина платиков из условия обеспечения равномерного распределения давлений затяжки определяется зависимостью (см. табл. 3):

$$l_{пл} \leqslant (2{,}8 \div 3{,}4)\sqrt[4]{h^3}.$$

Для обеспечения высокой жесткости затянутых стыков между направляющими и корпусом необходимо диаметры крепежных винтов выбирать из условия обеспечения в стыках давления затяжки порядка 30—35 *кГ/см²*. Эксперименты показали, что с увеличением давления затяжки коэффициент контактной податливости стыка сначала резко уменьшается, а затем при давлениях выше 30—35 *кГ/см²* почти не меняется. Таким образом, дальнейшее повышение давления не вызывается необходимостью. Такие давления соответствуют примерно следующим величинам площади стыка, приходящейся на один крепежный винт:

Размер винта	M6	M8	M10	M12	M16
Рекомендуемая площадь стыка (не более) в *см²*	8–10	15–20	25–30	35–40	50–60

Обычно накладные направляющие базируются по двум взаимно перпендикулярным плоскостям корпуса. Для получения высокой точности очень важно обеспечить хорошее прилегание направляющей к обеим базовым поверхностям. С этой целью целесообразно оси крепежных винтов располагать под углом (см. рис. 19, *г* и *е*), который должен быть больше угла трения покоя несмазанных поверхностей. Принимая максимальное значение коэффициента трения покоя 0,4—0,45, получаем, что угол наклона оси винтов может колебаться в пределах 25—65°. Обычно угол наклона принимают равным 45°.

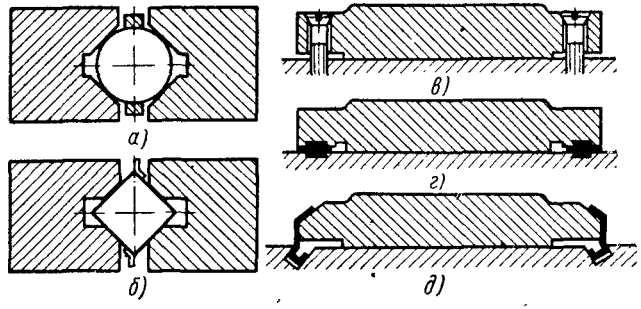


Рис. 22. Накладные направляющие фирм Шнеебергер (*а* и *б*) и Яго (*в* — *д*)

Для того чтобы головки винтов осуществляли равномерное давление на направляющую по всей опорной поверхности торцовая поверхность головки должна быть перпендикулярна оси винта. Необходимо также обеспечивать перпендикулярность опорной поверхности под головку винтов в направляющей к оси резьбового отверстия. Отверстия под головки винтов в накладных направляющих должны по возможности располагаться на нерабочих поверхностях (см. рис. 19, *а*, *д*, *е*). При расположении отверстий под роликами существенно уменьшается длина контакта и возрастают давления. В тех случаях, где это конструктивно возможно, желательно головки винтов располагать в корпусе (см. рис. 19, *г* слева).

Накладные направляющие, выпускаемые некоторыми зарубежными фирмами, приведены на рис. 22.

КОНСТРУКЦИИ СЕПАРАТОРОВ

Для направляющих с иглами применяют сепараторы с прямоугольными прорезями, скользящие по направляющим (рис. 23, *а*). Для тел качения диаметром 6—7 *мм* и более применяют сепараторы более сложной формы, висящие на телах качения и не соприкасающиеся с направляющими. Наибольшее распространение

получили два вида сепараторов: массивные (рис. 23, *б* и *в*) и штампованные (рис. 23, *г* и *д*), с отогнутыми губками. Массивные сепараторы для шариков выполняют составными из двух пластин с коническими отверстиями или цельными с цилиндрическими отверстиями. Для удержания шариков сепараторы иногда накернивают в нескольких точках около каждого шарика.

Массивные сепараторы для роликов состоят из двух соединенных проставками пластин с цилиндрическими отверстиями

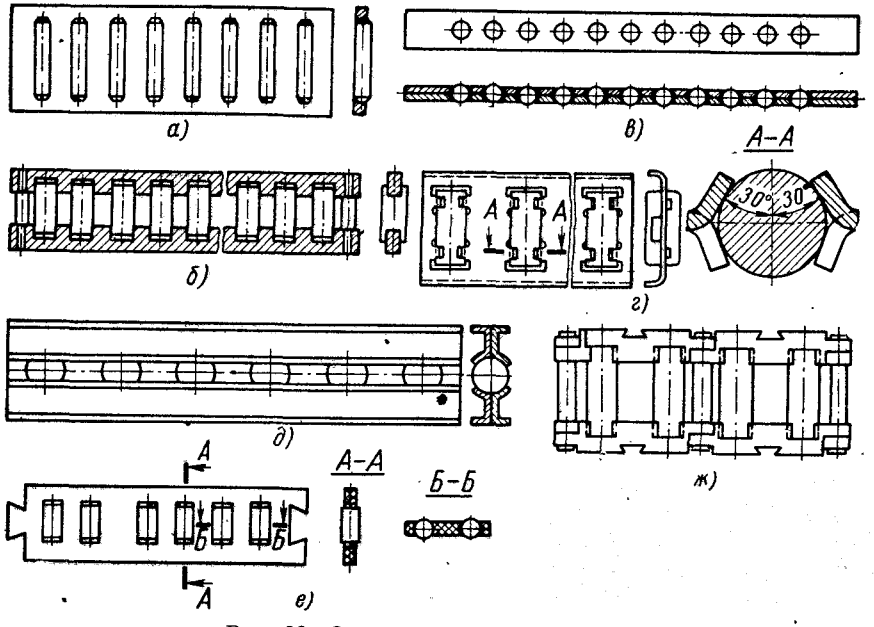


Рис. 23. Основные типы сепараторов:

а — пластинчатые для игл; *б* — составные для роликов; *в* — составные для шариков; *г* — штампованные для роликов; *д* — штампованные для шариков; *е* и *ж* — капроновые литые

(рис. 23,*б*). В последние годы получают применение капроновые сепараторы с цилиндрическими (рис. 23, *е* и *ж*) или сферическими отверстиями. По концам их имеются выступы и пазы для соединения отдельных секций. Штампованные сепараторы для роликов требуют тщательной регулировки. При плохой регулировке сепараторов силы трения в направляющих возрастают в несколько раз вследствие повышенного трения роликов о сепаратор. Кроме того, имеют место случаи трения лапок о направляющие. С этой точки зрения массивные составные сепараторы с торцовыми отверстиями или капроновые являются более желательными. В случае расположения тел качения не по всей длине, а только по краям направляющих необходимо выполнение единого (по длине) сепаратора во избежание наблюдаемого выдвигания отдельных коротких секций.

Штампованные сепараторы выполняют из стали, массивные — из латуни, алюминия, стали, бронзы, полиамидов. Составные капроновые сепараторы состоят из отдельных коротких секций (рис. 23, *ж*), несущих два или три ролика и соединяющихся между собой шпильками. По торцам сепараторы имеют пазы по форме «ласточкина хвоста» для соединения в два ряда и для призматических направляющих. Сепараторы изготовляют из полиамидов [12].

В отдельных станках во избежание выдвигания сепаратора применяют системы кинематической связи сепаратора со столом

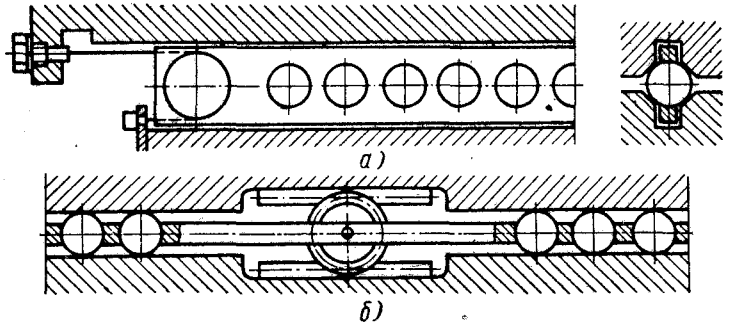


Рис. 24. Системы принудительного движения сепаратора:

а — тросом; *б* — реечной передачей

(салазками), обеспечивающей перемещение сепаратора со скоростью, вдвое меньшей, чем стол; а) с помощью блоков, оси которых закреплены на сепараторах, а концы тросов — на станине и каретке (патент ФРГ, кл. 67, а, № 1065748, рис. 24, *а*); б) с помощью шестерни, установленной на сепараторе и сцепляющейся с рейками, установленными на сопрягаемых деталях (рис. 24, *б*).

Без сепараторов (при отсутствии дорожек для возврата тел качения) можно применять конструкции с малой длиной хода и с предварительным натягом, в результате чего тела качения удерживаются в определенном положении. Трение скольжения между соседними телами качения незначительно и, как правило, не превышает трения тел качения о сепаратор. Сепарирующие тела качения меньшего диаметра в последние годы применяют редко, так как снижение сил трения роликов о сепаратор или между собой не вызывается необходимостью. Нагрузочная способность направляющих с сепарирующими телами, естественно, меньше, чем без них (при равной длине), так как число рабочих тел качения меньше.

НАПРАВЛЯЮЩИЕ С ВОЗВРАТОМ ТЕЛ КАЧЕНИЯ. ШАРИКОВЫЕ И РОЛИКОВЫЕ ОПОРЫ

В станках получили применение также направляющие с циркуляцией тел качения по замкнутой траектории и опоры того же назначения (шариковые и роликовые), представляющие собой отдельные законченные узлы. Применение таких опор и направляющих позволяет: использовать качение в конструкциях с большой длиной хода узла; получать направляющие качения в виде

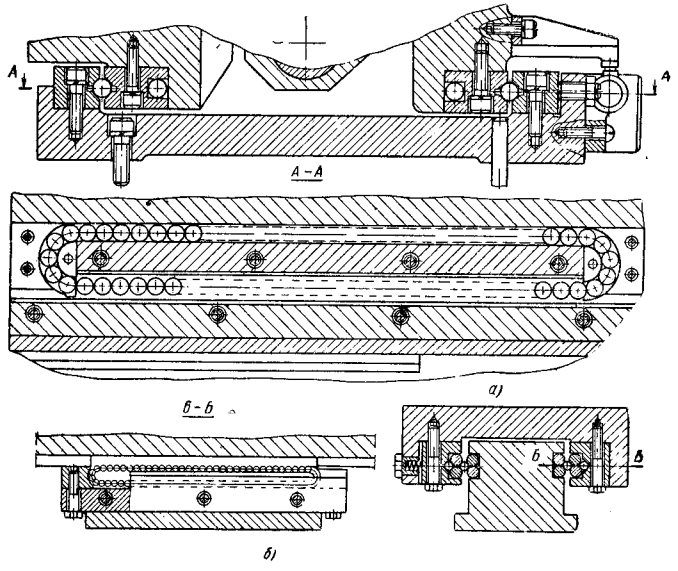


Рис. 25. Шариковые направляющие с циркуляцией шариков

самостоятельных узлов, производимых централизованно на специализированных предприятиях (аналогично подшипникам качения); осуществлять более надежную защиту направляющих, что связано с отсутствием выступания сепаратора за пределы перемещающегося узла.

В направляющих с циркуляцией шариков по замкнутой траектории рабочими поверхностями служат призмы (рис. 25, *а*) или четыре стальных закаленных прутка (рис. 25, *б*). Прутки состоят из коротких секций длиной 50—100 *мм*. По концам каретки имеются специальные отражатели, с помощью которых шарики направляются в канал возврата. Предварительный натяг осуществляется подачей планок с помощью спиральных пружин и регулировочных винтов.

Роликовые и шариковые опоры прямолинейного движения состоят из рабочего корпуса *1* (рис. 26 и 27), шариков или роликов *2*, перемещающихся по замкнутой траектории, боковых отражателей *3* и специальных элементов *4* (кожухов, лент), служащих для удержания тел качения от выпадания. В некоторых конструкциях указанные отдельные части могут быть выполнены заодно. Как правило, опоры очень компактны. Опоры обычно располагают по две на каждой направляющей по концам подвижного узла и закрепляют одним из трех способов, показанных на рис. 28, *а* [21, 23]. Натяг может осуществляться с помощью тарельчатых пружин (рис. 28, *а*) или клиньев (рис. 28, *б*) [13]. Опоры могут быть «врезаны» в корпус подвижного узла, при этом они занимают мало места. Практически опоры могут быть встроены в направляющие любых форм (рис. 28, *в*).

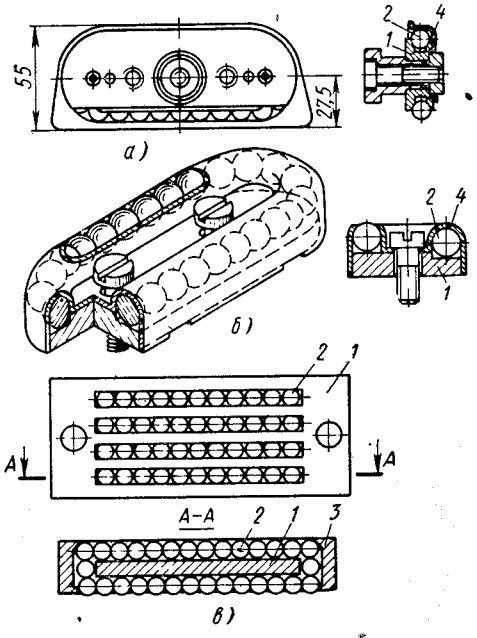


Рис. 26. Шариковые опоры фирм:
а — Ганс Ворм; *б* — Стар-блоклагер; *в* — Бивер

В шариковых опорах, показанных на рис. 26, *а* и *в* каналы возврата лежат в одной вертикальной плоскости с рабочими каналами [20—22]. В опоре, показанной на рис. 26, *б*, канал возврата расположен под некоторым небольшим углом к рабочей плоскости направляющих, что позволяет существенно уменьшить рабочую высоту опоры. Для повышения нагрузочной способности в шариковых опорах применяют специальные меры. Так, в опорах, показанных на рис. 26, *в*, размещается несколько рядов шариков, в опоре, показанной на рис. 26, *а*, и в направляющих к ним шарики перемещаются по каналам с профилем так называемой стрельчатой арки. Шарики удерживаются лентой, которая при монтаже размещается в пазу направляющей и не касается шариков. В опоре имеется эксцентрик для регулировки положения шариков относительно канавок в направляющей. В роликовых опорах «Тюховей» [21, 23] ролики *2* (рис. 27, *а*) выполнены ступенчатыми и удерживаются от выпадания упругими лентами *4*, проходящими по средним участкам меньшего диаметра. На

рабочей поверхности ролики направляются шпонкой *5*, а канал возврата образуется выемкой в базовой средней части *1* опоры. Концевые отражатели *3* имеют цилиндрические поверхности, концы средней части также имеют цилиндрическую форму.

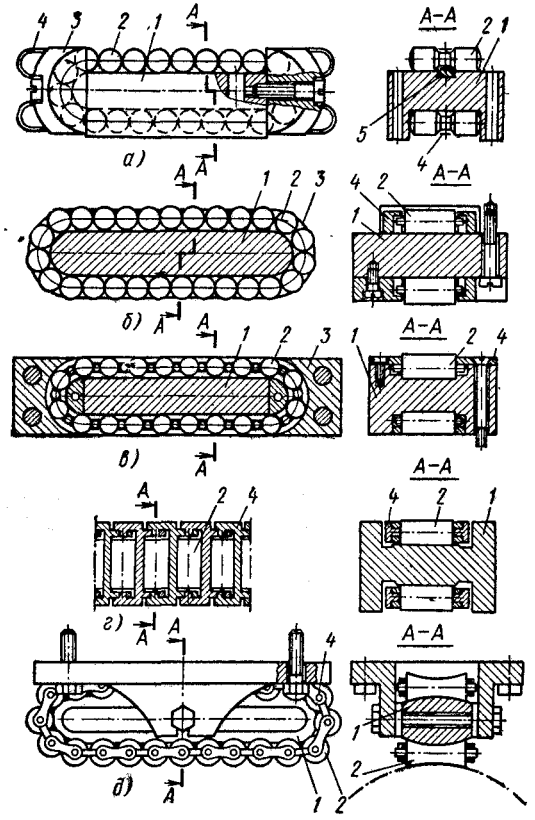


Рис. 27. Роликовые опоры:

а — Тюховей; *б* — конструкции СКБ-ЗШ и ЗС и ЭНИМСа; *в* — конструкции В. В. Ионова; *г* — с гибким полиамидным сепаратором; *д* — Роундвей

В роликовых опорах конструкции СКБЗШ и ЗС и ЭНИМС * (рис. 27, *б*) боковые части *4*, служащие для направления роликов *2*, своей выемкой базируются с двух сторон на корпусе *1*. Ролики *2* по концам имеют цапфы. Для размещения опор в неподвижном узле необходимы соответствующие выемки.

В роликовой опоре конструкции В. В. Ионова ** (рис. 27, *в*) рабочие ролики сепарируются игольчатыми роликами. Средняя базовая часть опоры имеет две параллельные плоскости с уступами. Прикрытые планками *4*, эти уступы образуют канавки, по которым перемещаются цапфы рабочих роликов и концы сепарирующих игольчатых роликов. Один из сепарирующих роликов делается компенсационным для регулировки зазора, диаметр его определяется при сборке опоры.

В конструкции, показанной на рис. 27, *г* (патент США, кл. 308—6, № 3219398), ролики направляются гибким сепаратором из полиамида, состоящим из отдельных звеньев, соединенных между собой шипами. Сборка сепаратора осуществляется за счет упругого отжатия выступов на звеньях.

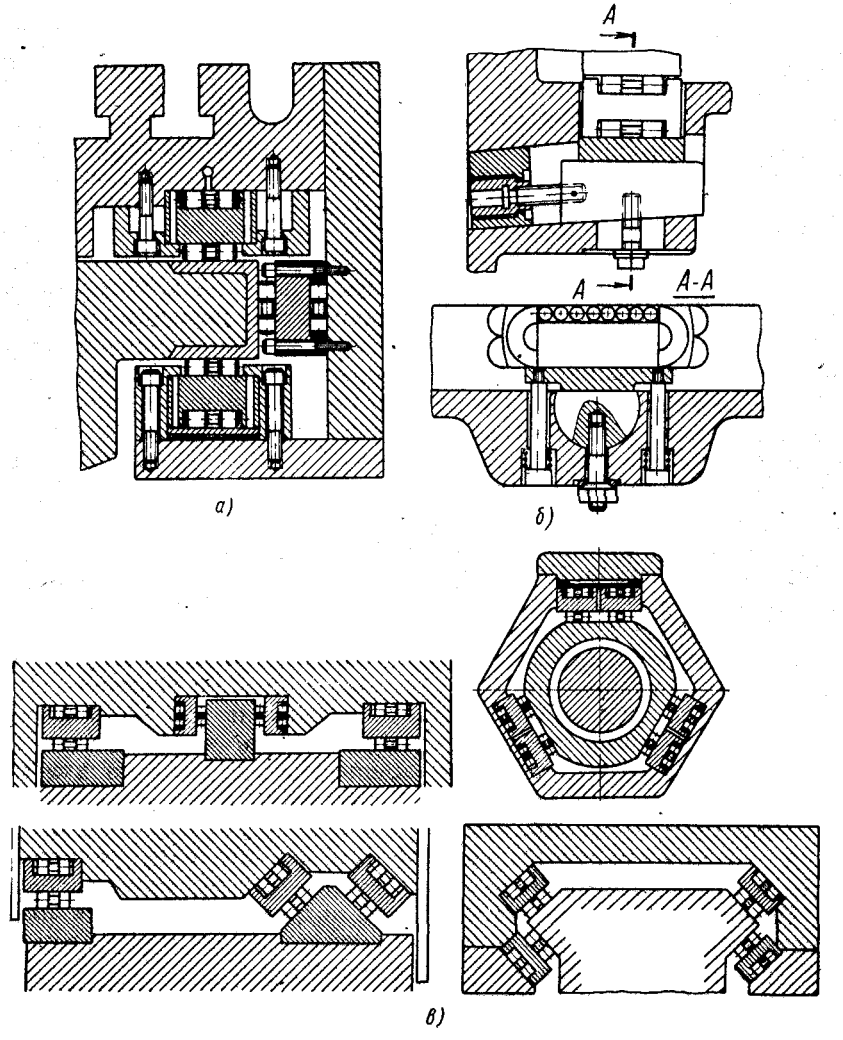


Рис. 28. Способы установки и регулировки опор

Роликовые опоры «Роундвей» [18, 21, 25], предназначенные для использования с цилиндрическими направляющими, показаны на рис. 27, *д*. Ролики имеют корсетную форму. Радиус профиля роликов равен радиусу цилиндрической направляющей, вследствие чего обеспечивается линейный контакт роликов с направляющей.

* Меницкий И. Д., Карпенко П. А., Левина З. М., Котляренко Л. Б. Опора качения для поступательного движения деталей. Авторское свидетельство № 210568, кл. 47в, 12. «Бюллетень изобретений», 1968, № 6.

** Ионов В. В. Подшипник качения с цилиндрическими роликами для прямолинейного движения. Авторское свидетельство № 201839, кл. 47в, 12. «Бюллетень изобретений», 1967, № 18.

Концы роликов соединены между собой бесконечной пластинчатой цепью. Опоры выпускаются в виде одинарного роликового элемента в отдельном корпусе, в виде V-образного элемента с двумя опорами под углом 90° в одном корпусе и без корпуса для непосредственного монтажа в станках. Вследствие выгнутого профиля ролики могут самоустанавливаться на направляющей. Роликовые опоры крепят с помощью эксцентрикового пальца, которым регулируется зазор (натяг) между роликовой опорой и валом. Цилиндрические направляющие имеют цементованную закаленную (*HRC* 60) и шлифованную поверхность. Известны конструкции роликовых опор с цепью, работающих в паре с плоской направляющей.

Роликовые опоры значительно более грузоподъемны, чем шариковые при одинаковых габаритах, но обладают серьезным недостатком — большой чувствительностью к перекосам при установке. Даже небольшие отклонения от параллельности оси опор и направляющих вызывают перекос и боковое скольжение. При этом возникают ощутимые боковые нагрузки на опору, что может повести к повышенному износу направляющих или понижению точности перемещения узла. В наиболее простых конструктивно роликовых опорах — без сепарирующих роликов или других сепарирующих элементов (например цепи) — возможно перекашивание роликов, связанное с отсутствием направления по образующей ролика. Предельные перекосы роликов определяются зазорами по торцу роликов и по образующей. Расчеты и экспериментальные исследования показали, что для удовлетворительной работы опор необходимо жестко ограничивать эти зазоры.

При больших зазорах возникает заклинивание роликов в процессе работы, причем опасность заклинивания тем больше, чем больше отношение длины b ролика к его диаметру d. Рассмотрение условий равновесия роликов показывает, что при малом отношении $b/d = 1{,}5 \div 2$ допустимые зазоры по торцам составляют 0,5—0,7 *мм*, между роликами — до 1 *мм*; при $b/d = 4 \div 5$ они снижаются до 0,03—0,05 *мм* по торцу роликов и 0,1—0,2 *мм* между роликами (для роликов с цапфами по концам).

Экспериментальные исследования показали также, что плавность перемещения узлов на роликовых опорах ниже, чем на обычных направляющих с сепараторами, что связано, по-видимому, с мгновенными перекосами отдельных роликов и дополнительным трением на переходных участках. В этом отношении роликовые опоры значительно уступают шариковым. В станках, в которых предъявляются особо высокие требования к плавности перемещений, желательно применение шариковых опор. Известны случаи [21] замены роликовых опор шариковыми в некоторых прецизионных станках.

К опорам качения прямолинейного движения можно также отнести так называемые шариковые втулки, работающие в сочетании с валами и представляющие собой также отдельные законченные узлы (рис. 29). Шариковые втулки выполняют с ограниченной и неограниченной длиной хода. В первом случае применяют шариковые втулки с возвратом тел качения (рис. 29, *а—г*), во втором случае шарики располагают в сепараторе, имеющем форму втулки (рис. 29, *д*, *е*). В канале возврата тела качения перемещаются свободно, не передавая нагрузки. Диаметральный

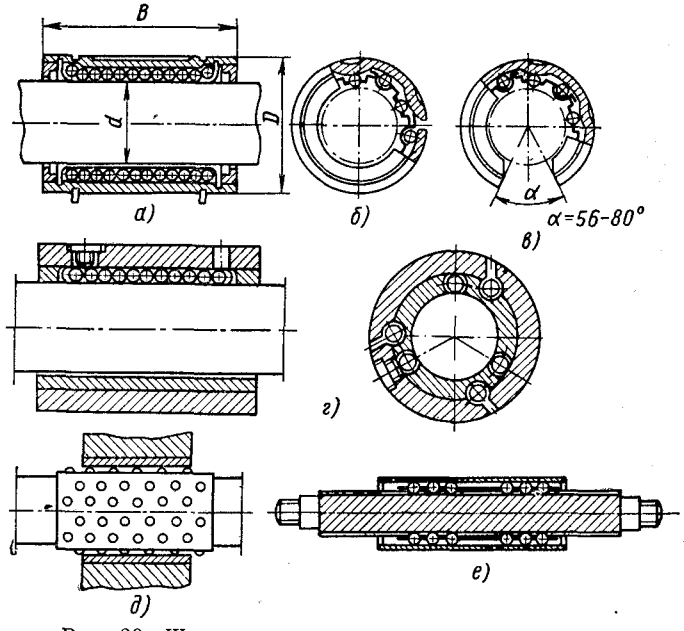


Рис. 29. Шариковые цилиндрические соединения:

а — в — фирмы Томпсон; *г* — конструкции ЭНИМСа; *д* — фирмы Ротолин; *е* — фирмы Ганс Ворм

натяг обычно не превышает 5—8 *мк* и создается подбором диаметров или зажимом корпуса. Втулки и валы выполняют стальными, закаленными до твердости *HRC* 58—60. Если вал выполняют пониженной твердости и возможен его износ, то втулку относительно вала периодически немного поворачивают, меняя таким образом дорожку качения. Обычно для перемещения узлов станка (кареток, бабок) применяют три шариковые втулки, две из которых расположены на одном валу и одна — на другом. Нагрузочная способность и жесткость втулок относительно невелики и они могут применяться в основном для легких узлов.

Цилиндрические шариковые направляющие с возвратом тел качения по патенту фирмы Томпсон [21, 25] показаны на (рис. 29, *а—в*). Направляющие состоят из втулки и штампованного фигурного сепаратора с шариками. Каждая группа шариков

имеет свою замкнутую траекторию движения, состоящую из двух прямолинейных параллельных участков (рабочего канала и канала возврата), сопряженных криволинейными участками. Втулка в поперечном сечении имеет волнистую форму, причем рабочий участок каждой группы шариков находится в зоне меньшего диаметра внутренней поверхности втулки, а канал возврата — против большего. На наружной поверхности втулки выполнены проточки под пружинные кольца, при помощи которых направляющая крепится к корпусу. С торцов шарики защищены от загрязнения резиновыми кольцами.

В конструкции, показанной на рис. 29, *г*, имеется промежуточная сепарирующая втулка, а оси рабочего канала и канала возврата располагаются в одной плоскости, которая параллельна касательной к валу в точках контакта [1]. Этим обеспечивается технологичность конструкции. Канал возврата частично образован сепарирующей втулкой и частично рабочей втулкой. Во втулке, показанной на рис. 29, *д* [22], шарики в сепараторе расположены по спирали и в шахматном порядке, поэтому каждый шарик имеет свою дорожку качения. Этим обеспечивается длительное сохранение точности. В конструкции, приведенной на рис. 29, *е*, на валу выполнены рабочие канавки со стрельчатым профилем, что несколько увеличивает нагрузочную способность [20]. Соединения выпускают для диаметров вала в диапазоне 17—44 *мм*, длины вала до 700 *мм* и втулки до 300 *мм*. Защита направляющих осуществляется гармошками из полимеров. Соединения для неограниченной длины хода состоят из вала с двумя диаметрально расположенными канавками и шариковых опор (см. рис. 26, *а*). Опоры вставлены в литой чугунный корпус по одной или две с каждой стороны.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К НАПРАВЛЯЮЩИМ

Погрешности изготовления направляющих и тел качения в значительной степени влияют на точность станка и работоспособность направляющих. Погрешности изготовления вызывают: 1) изменение положения подвижного узла, что непосредственно сказывается на точности обработки на станке; 2) изменение предварительного натяга (для направляющих с натягом) при перемещениях, которое может привести к ослаблению натяга или к заклиниванию в направляющих, потере плавности и легкости перемещения; 3) неравномерное распределение нагрузки между телами качения и по длине роликов и, как следствие, повышение наибольших давлений и снижение жесткости. Повышением требований к точности изготовления можно значительно повысить жесткость и нагрузочную способность направляющих.

[1] Авторское свидетельство № 272735, кл. 47 в, 12, «Бюллетень изобретений», № 19, 1970.

Требования к точности изготовления направляющих, связанные с обеспечением заданной точности положения подвижного узла при перемещениях (в направлениях, перпендикулярных перемещению), зависят от класса точности станка. Погрешности изготовления направляющих в значительной степени копируются траекторией движения каретки. С этой точки зрения требования к точности изготовления направляющих качения практически одинаковы с требованиями к направляющим скольжения.

В отношении ослабления натяга при перемещениях погрешности изготовления направляющих (непрямолинейность, извернутость) не должны превышать рекомендуемой величины натяга (по нормали к грани направляющей), т. е до 5—6 *мк* *. Это особенно существенно для направляющих со значительной длиной хода. Как показали эксперименты, перемещение по направляющим затрудняется при натяге (по нормали к граням) порядка 15—20 *мк*. Таким образом, из условия обеспечения легкости перемещений на всей длине хода допустимые отклонения от прямолинейности и извернутость в направляющих с натягом не должны превышать 8—10 *мк*.

Требования к направляющим в отношении распределения нагрузок между телами качения и по длине роликов вытекают из теоретического рассмотрения распределения нагрузок с учетом погрешностей изготовления (подробнее см. гл. II).

Разноразмерность тел качения приводит к неравномерному распределению нагрузки между телами качения. Расчетным путем оценено изменение жесткости и давлений на наиболее нагруженном теле качения в зависимости от разноразмерности (при разных законах распределения размеров тел качения). Расчеты показывают, что разноразмерность роликов (шариков), используемых на одной направляющей, не должна превышать 2 *мк*, а в станках высокой точности 1 *мк*. Дальнейшее уменьшение разноразмерности не вызывается необходимостью, так как неточности изготовления направляющих значительно больше [1]. Увеличение разноразмерности тел качения до 3—4 *мк* (см. гл. II) приводит к существенному понижению жесткости. Допускаемая разноразмерность в комплекте роликов регламентирована и для роликов I степени точности диаметром 3,5—18 *мм* составляет 0,5 *мк*, II степени — 1 *мк*, III степени — 2 *мк*.

Влияние конусности сказывается в том, что давления (и упругие перемещения) распределяются по длине ролика неравно-

* Если погрешности измеряют не по нормали, например при измерении по ролику треугольных замкнутых направляющих, то допустимые погрешности соответственно выше (в частности, для призмы с углами наклона граней 45° при измерении по ролику — в 1,4 раза).

[1] В подшипниках качения неточности изготовления тел качения соизмеримы с неточностями изготовления колец и потому их влияние в общем балансе более существенно.

мерно. Из условия, чтобы в работе участвовала вся длина роликов, конусность не должна превышать 0,5—1,0 *мк*. Допускаемая конусность роликов I степени точности диаметром 3,5—18 *мм* составляет 0,3 *мк*, II степени —0,5 *мк*, III степени— 1 *мк* [5].

Отклонения диаметров комплектов роликов, применяемых для каждой из направляющих одного узла, от номинальных должны быть согласованы между собой. Несоблюдение этого положения ведет к неравномерному распределению давлений по длине роликов. Действие разности диаметров аналогично влиянию конусности. Для того чтобы давления распределялись по всей длине роликов, допускаемая разность диаметров должна быть больше допускаемой конусности в отношении не более чем l/b, где l — расстояние между направляющими, b — длина роликов. Обычно в станках $\frac{l}{b} = 6 \div 10$, и поэтому допускаемая разность диаметров роликов на разных направляющих составляет 3—5 *мк* (допускаемая конусность принята 0,5 *мк*). То же относится к плоской и треугольной направляющим, только с той разницей, что номинальные размеры роликов на обеих направляющих не равны, а отличаются в 1,414 раза. Допускаемые отклонения диаметров комплектов роликов на треугольной и плоской направляющих от точных сочетаний составляет $\pm$ (2—3) *мк* [5].

Таблица 4

Допускаемые отклонения формы и взаимного расположения поверхностей направляющих в сборе

Наименование отклонений	При длине направляющих в *мм* различной точности								
	высокой			повышенной			нормальной		
	До 500	От 500 до 1000	Св. 1000	До 500	От 500 до 1000	Св. 1000	До 500	От 500 до 1000	Св. 1000
От плоскостности рабочих поверхностей в *мк*	1,5	2,5	3	2,5	4	6	5	8	10
От параллельности рабочих поверхностей * *1* и *1'*, *2* и *2'* на всей длине в *мк* (см. рис. 30, *в*, *г*)									
От расположения в одной плоскости рабочих поверхностей направляющих *1* и *3*, *1'* и *3'* или осей O и O_1, контрольных роликов в *мк* (см. рис. 30)	2	3	5	3	5	6	3	5	6

* Для направляющих типов *а*, *б*, *г*, *д* и *е* отклонения определяются по положению осей O и O_1 контрольных роликов в комплексе для обеих граней призмы.

Таблица 5

Допускаемые отклонения формы и взаимного расположения поверхностей треугольных замкнутых направляющих (шариковых и роликовых)

Наименование отклонения	При длине в *мм* направляющих различной точности			
	повышенной		нормальной	
	до 300	св. 300	до 300	св. 300
Рабочих поверхностей от прямолинейности и параллельности опорным поверхностям в *мк**	2	3	4	6
Разноразмерность комплекта направляющих (по размерам *а* и *h*, рис. 30, *д* и *е*) в *мк*	3	5	5	8
Опорных поверхностей от плоскостности в *мк*	3	5	6	10
Опорных поверхностей от перпендикулярности (на полной высоте) в *мк*				

* Проверяется по положению оси контрольного ролика в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (размеры *а* и *h*, рис. 30, *д* и *е*).

Непрямолинейность направляющих приводит к неравномерному распределению нагрузки между телами качения (подробнее см. в гл. II). Желательно обеспечение относительной непрямолинейности и непараллельности сопрягаемых деталей в станках нормальной точности до 0,01—0,015 *мм* на длине контакта, в станках повышенной точности менее 0,01 *мм*. Допускаемые отклонения от правильной геометрической формы направляющих в сборе и комплектов накладных направляющих качения станков регламентированы [5] и приведены в табл. 4 и 5. Допускаемые отклонения угла α между рабочими поверхностями направляющих: с роликами длиной до 20 *мм* равны 30″, длиной свыше 20 *мм* — 20″; с крестовой роликовой цепью — 1′; шариковых — 3′. Допускаемые отклонения от симметричного расположения рабочих поверхностей треугольных направляющих: роликовых — 1′, шариковых —2′.

Допускаемые отклонения угла 90° между рабочими поверхностями и угла 45° между рабочими и опорными поверхностями направляющих: роликовых — 1′, шариковых — 3′. Для получения требуемой точности направляющих качения необходимо обеспечить высокую точность изготовления всех составных элементов направляющих, а именно: опорных поверхностей корпус-

ных деталей (под накладные направляющие), накладных направляющих, тел качения. Необходимо также обеспечить стабильность размеров и формы накладных направляющих и опорных поверхностей корпусных деталей.

Для обеспечения стабильной формы опорных поверхностей искусственное старение необходимо выполнять по определенному режиму, с контролем температуры старения с помощью

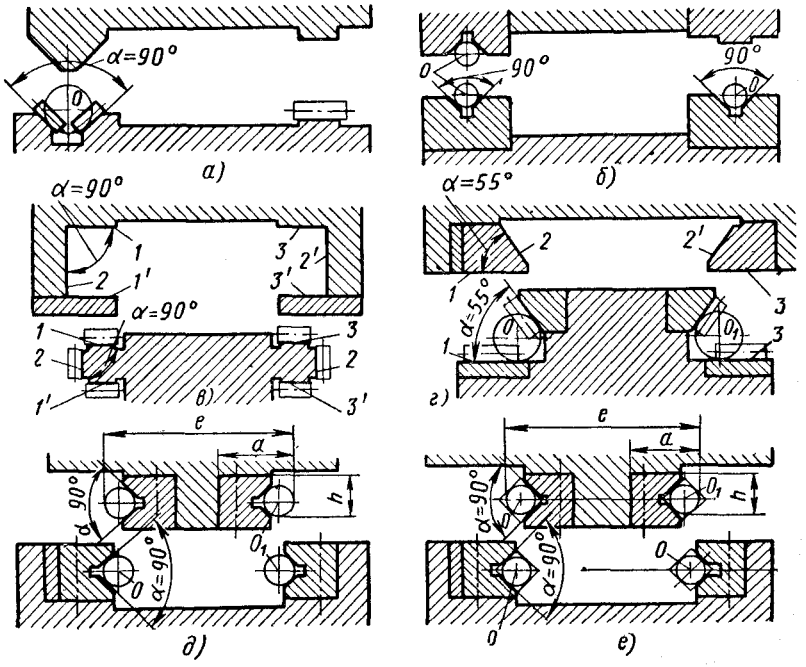


Рис. 30. Схемы контроля точности

контрольных термопар, зачеканенных в специальные чугунные плиты [1].

Высокую точность изготовления накладных направляющих обеспечивают шлифованием всего комплекта с одной установки в специальном приспособлении на прецизионном плоскошлифовальном станке периферией круга. При этом может быть обеспечена их плоскостность и параллельность в пределах 3 *мк* и одноразмерность по высоте в пределах 5 *мк* (при длине 500—600 *мм*). Для направляющих станков нормальной точности такие отклонения являются вполне допустимыми, и никакой дальнейшей обработки не требуется. Накладные направляющие станков повышенной точности затем притирают на чугунных плитах до получения неплоскостности и одноразмерности в пределах 1—2 *мк*.

На заводе «Станкоконструкция» призматические направляющие шлифуют на призмах (рис. 31, *а*) до получения постоянного расстояния от обрабатываемой рабочей поверхности призмы до контрольной базы. При этом важно выдерживать одноразмерность всего комплекта, начиная с черновых операций, для чего обработку ведут с применением специальных шаблонов (рис. 31, *б*).

Необходимо обеспечивать постоянную твердость на всех рабочих поверхностях и минимальную поводку накладных направляющих (планок) в процессе закалки. При цементации и закалке планки желательно подвешивать вертикально. Для получения равномерной твердости желательно цементацию выполнять в газовой среде. Тонкие и несимметричные планки закаливают в

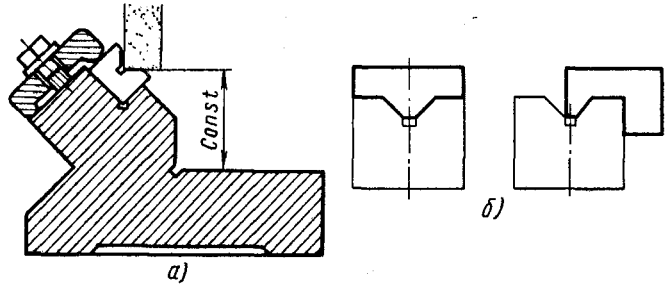


Рис. 31. Приспособление для шлифования призматических накладных направляющих (*а*) и контроль формы и положения паза (*б*)

специальных приспособлениях зажимом между жесткими ребристыми брусками.

Точность изготовления направляющих качения необходимо контролировать поэлементно (опорные поверхности корпусных деталей, накладные направляющие, тела качения) и в сборе.

Направляющие, выполненные заодно с корпусными деталями, и опорные поверхности базовых деталей под накладные направляющие контролируют аналогично направляющим скольжения. Обычно опорные поверхности под накладные направляющие выполняют в виде взаимно перпендикулярных и параллельных плоскостей, а направляющие, выполненные заодно с корпусом, — комбинированными из треугольной и плоской.

Главными являются проверки плоскостности, прямолинейности, параллельности и перпендикулярности отдельных плоскостей друг другу. Плоскостность проверяют сравнением изготовленной поверхности с эталоном плоскостности — шабровочной линейкой, шабровочной плитой по отдельным участкам. Прямолинейность проверяют с помощью уровня, автоколлиматора, поверочной линейки, натянутой струны и микроскопа, гидростатическими методами. Прямолинейность коротких направляющих

может быть качественно оценена с помощью точной шабровочной линейки. Проверка параллельности отдельных плоскостей может быть выполнена с помощью микромеров, закрепленных в стойках или специальных державках, от общей базы или от одной из проверяемых поверхностей. Взаимную перпендикулярность плоскостей проверяют с помощью двух микромеров, закрепленных в одной стойке на разной высоте и выставленных по угольнику, или с помощью угольника и мерных плиток. Качественную оценку перпендикулярности производят по точному угольнику на просвет.

Для шабреных поверхностей необходимо также проверять глубину шабрения с помощью обычной стойки и микромера.

Контроль накладных направляющих включает: проверку плоскостности и прямолинейности опорных и рабочих плоскостей, взаимного расположения плоскостей. Прямолинейность и параллельность плоскостей накладных направляющих обычно проверяют измерением расстояния от базы в разных сечениях микромерами или микрокаторами при установке направляющих на проверочной плите или в специальном приспособлении. Проверка прямолинейности и параллельности рабочих поверхностей основанию треугольных накладных направляющих должна выполняться с помощью роликов. Перпендикулярность контролируют так же, как и для опорных плоскостей корпусных деталей. Углы, отличные от 90°, проверяют по краске или на просвет специальными шаблонами.

Контроль тел качения включает проверку фактического диаметра, круглости и конусности. Контроль с высокой точностью (±0,5 *мк*) выполняют на оптиметре, с точностью 1—2 *мк* может быть выполнен микрокатором или миниметром при базировании тел качения по плоскости или призме.

Контроль узлов с накладными направляющими в сборе включает проверку прямолинейности и взаимного расположения направляющих, закрепленных на одной корпусной детали. Для отдельных конструкций возможна проверка взаимного прилегания направляющих сопрягаемых деталей при вынутых роликах. При тщательном контроле до сборки корпусных деталей и накладных направляющих (при коротких и жестких деталях) проверку в сборе можно не проводить.

Для шариковых треугольных направляющих и направляющих с крестовой роликовой цепью в целях обеспечения правильного контакта между телами качения и направляющими должно быть выдержано постоянство размеров e и h, определявших положение осей роликов во всем комплекте (рис. 30, *д* и *е*).

Контроль опорных поверхностей для прямоугольных направляющих выполняют аналогично предыдущему. Для накладных направляющих надо контролировать непрямолинейность и непараллельность рабочих и опорных граней, неперпендикулярность граней между собой, разноразмерность одинаковых планок во всем комплекте.

Косвенным показателем качества изготовления направляющих является проверка легкости хода при отключенном приводе. Проверка легкости хода может быть выполнена измерением тягового усилия с помощью динамометра (см. рис. 18). Шероховатость поверхности направляющих в значительной степени определяет их работоспособность. С повышением класса чистоты поверхности заметно повышается жесткость направляющих, уменьшается коэффициент трения и, следовательно, повышается износостойкость. Особенно это относится к чугунным шабреным направляющим, у которых глубина шабровочных впадин может изменяться в широких пределах. На рис. 32 приведены результаты сравнительных испытаний на жесткость моделей направляющих качения при разной глубине шабровочных впадин. Как видно по графику, при большой глубине впадин (0,015—0,020 *мм*) жесткость почти в 2,5 раза ниже, чем при нормальной глубине (0,01 *мм*). Уменьшением глубины впадин до 0,003—0,005 *мм* можно существенно повысить жесткость (до 2—2,5 раза) по сравнению с нормальным шабрением.

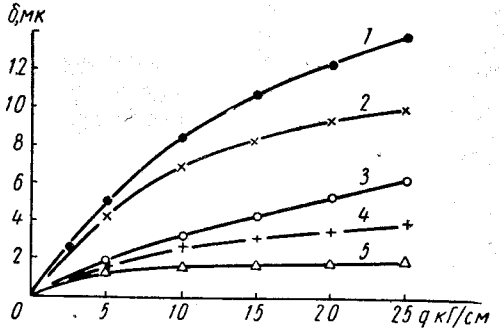


Рис. 32. Влияние качества шабрения направляющих качения на упругие перемещения δ под нагрузкой (d = 11,3 *мм*, b = = 36 *мм*, z = 5, q — нагрузка на единицу длины ролика):

1—2 — глубина шабровочных впадин, ν = 0,015 ÷ ÷ 0,02 *мм*; *3* — ν = 0,01 *мм*; *4* — ν = 0,008 *мм*; *5* — ν = 0,003 ÷ 0,005 *мм* (после притирки); кривые *1*, *3*, *4*, *5* — число пятен 18 на 25 × 25 *мм*², *2* — 20—25 на 25 × 25 *мм*²

При глубине впадин 0,015—0,20 *мм* потери на трение в 2 раза выше, чем при глубине 0,01 *мм*, и в 3 раза выше, чем при глубине 0,005 *мм*.

Шероховатость поверхности направляющих регламентирована [5]. Шероховатость рабочих поверхностей стальных направляющих нормальной точности должна быть не грубее 9-го класса чистоты по ГОСТу 2789—59, повышенной точности — не грубее 10-го класса. Глубина ν впадин шабреных поверхностей и число несущих пятен в квадрате 25 × 25 *мм*² при проверке по краске проверочной плитой или сопрягаемой деталью должны находиться в пределах: для направляющих нормальной точности малых и средних станков ν = 5 *мк* при 20—25 пятнах, станков больших размеров ν = 8 *мк* при 16—20 пятнах (меньшие значения числа пятен для станков нормальной точности, бо́льшие — повышенной).

Эти устройства можно разделить на устройства для защиты направляющих: на свободной длине; с торца; сбоку (на длине подвижного узла). В каждых направляющих должны быть предусмотрены все виды защитных устройств.

Устройства для защиты направляющих на свободной длине. Для узлов с большой длиной хода, в которых направляющие одной из сопрягаемых деталей значительно длиннее направляющих другой, очень важно обеспечить полную защиту открываемых при перемещении более длинных направляющих. В этих случаях применяют обычно те же устройства, что и для направляющих скольжения: телескопические щитки (рис. 33, *а*), растяжные гармоникообразные меха (рис. 33, *б* и *в*), защитные ленты (рис. 33, *г*), защитные кожухи (рис. 33, *д*). При удачном конструктивном выполнении и качественном изготовлении эти устройства в значительной мере защищают направляющие от загрязнения.

Гармоникообразные меха и телескопические щитки должны охватывать направляющую со всех сторон. Во избежание заедания телескопические щитки должны быть точно изготовлены, поверхности их должны быть гладкими и иметь закругления.

В настоящее время разработаны гармоникообразные меха из армированной крафт-бумагой пленки на основе полиамида С6, совмещенного с нитрированным каучуком и поливинилхлоридом, которые имеют весьма высокую долговечность и стойкость при воздействии смазочно-охлаждающих жидкостей и тепла.

Защитные ленты применяют стальные и текстовиниловые. Находит применение материал для ленты из армированной капроновой сеткой пленки полиамида. Стальные ленты должны быть закалены, применение незакаленных лент недопустимо. Ленты должны быть хорошо натянуты. Применяют конструкции, в которых ленты наматываются на катушки (рис. 33, *г*), и конструкции без намотки ленты (рис. 34). Наматываемые ленты должны очищаться скребками или щетками. Ленты должны обязательно располагаться в пазах (рис. 33, *г*), иначе под них проникает пыль и стружка.

Устройства для защиты направляющих с торца. Для направляющих узлов с малой длиной хода, в которых длина направляющих на сопрягаемых деталях обычно одинакова или мало отличается (например, в шлифовальных бабках), защита с торца может быть осуществлена подпружинными щитками (рис. 35, *а*) или глубокими кожухами (рис. 35, *б*). Подпружинные щитки поджимаются тарельчатой пружиной к одной из направляющих на нерабочей длине и копируют форму сопрягаемой направляющей. Однако полной защиты такие щитки обеспечить не могут. Их следует применять в сочетании с кожухом.

Простые щитки небольшой длины, применяемые в ряде шлифовальных станков, практически не предохраняют направляющие от абразивной пыли. Необходимо обеспечивать надежную защиту

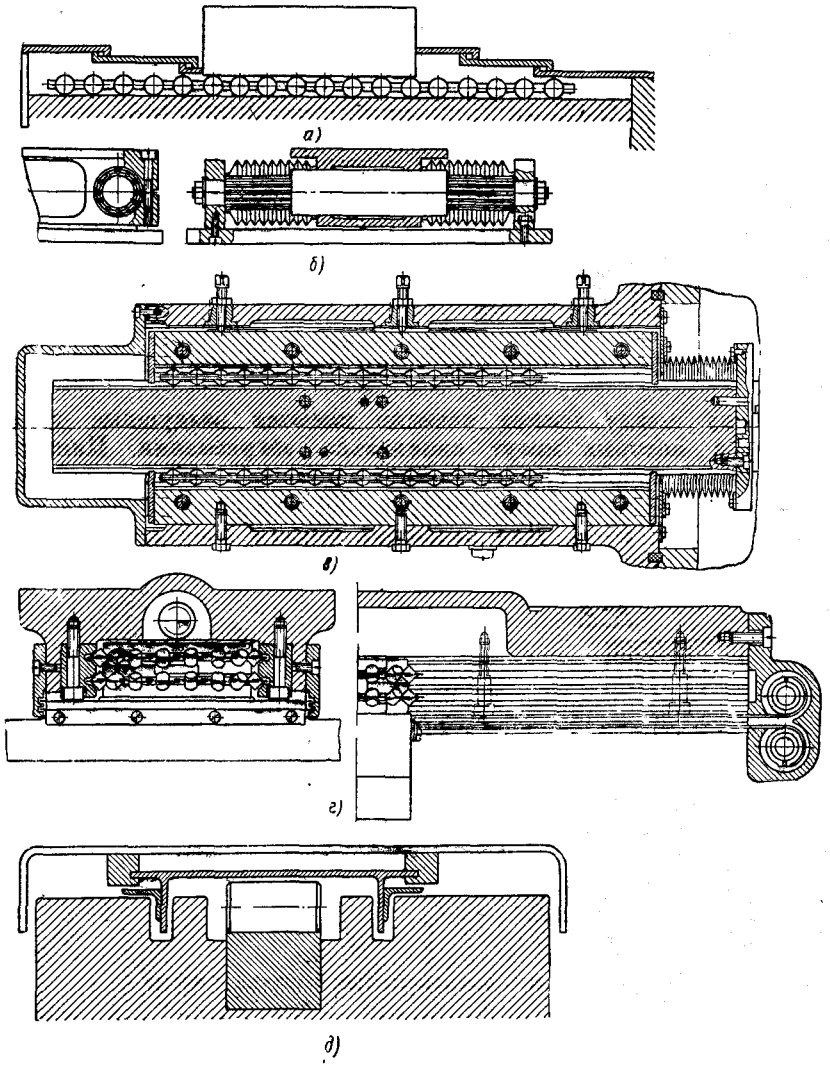


Рис. 33. Устройство для защиты направляющих на свободной длине

направляющих как со стороны расположения зоны резания, так и с обратной стороны. Осмотр направляющих шлифовальных бабок, незащищенных с задней стороны, показал, что там имеются большие скопления абразива. Наличие открытых направляющих

качения с очисткой их скребками или войлочными уплотнениями недопустимо.

Устройства для боковой защиты направляющих. В направляющих качения в значительно большей мере, чем в направляющих скольжения, должно быть уделено внимание боковой защите,

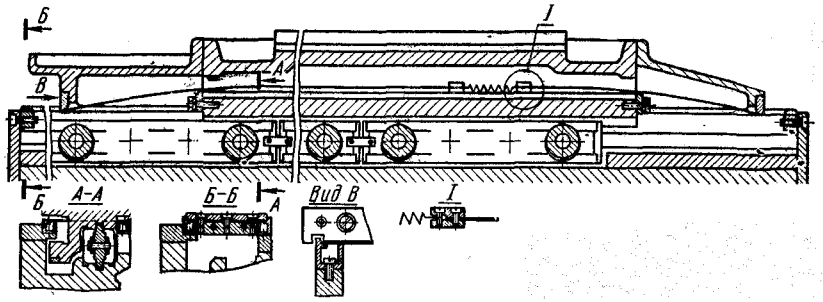


Рис. 34. Защита направляющих координатно-расточного станка SIP

поскольку между телами качения имеются воздушные промежутки, в которых могут скопляться загрязнения. Наиболее эффективная защита осуществляется с помощью лабиринтов, образуемых корпусными деталями (рис. 36) или специальными щитками (рис. 37, *а—е*). Для надежной защиты необходимо выполнение лабиринтов в несколько рядов (рис. 37, *а* и *г*). Боковую

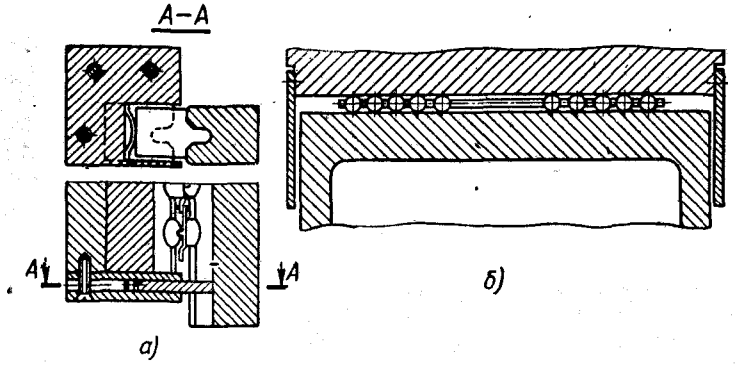


Рис. 35. Защита направляющих качения с торца

защиту также можно осуществить длинными щитками, выполненными привертными (рис. 37, *в*) или заодно с корпусом. Защита направляющих короткими одинарными щитками малоэффективна.

Для обеспечения надежной защиты направляющих могут использоваться одновременно два или три способа. Например, направляющие стола координатно-расточного станка фирмы

Ньюол сбоку защищены щитками каждый, а по длине — стальными лентами, перекрывающими щитки. Ленты очищаются войлочными щетками, которые прижимаются к лентам грузами. Ленты наматываются на штифты, закрепляемые на продольных концах каретки (патент Англии, кл. 83/3, 12(1) №873979).

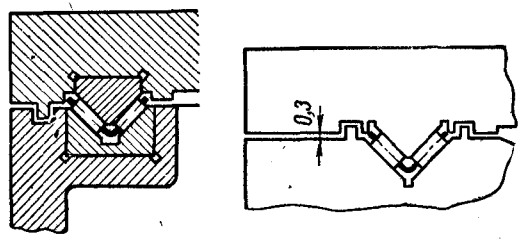


Рис. 36. Боковая защита направляющих качения

В некоторых станках применяют защиту созданием избыточного давления в области направляющих. Например, применяют смазку под давлением масляным туманом. При этом во избежание коррозии должна быть хорошая очистка воздуха от водяных паров.

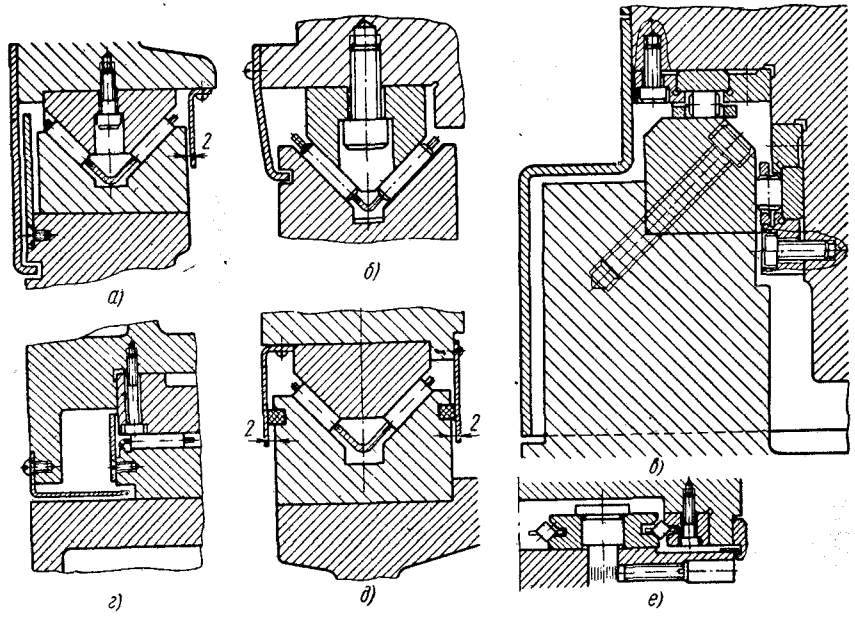


Рис. 37. Устройство для боковой защиты направляющих качения лабиринтными щитками

Направляющие качения, работающие со скоростями подач, не требуют сложной системы смазки. Величина сил трения в направляющих мало зависит от количества и вязкости смазки. Потребное тяговое усилие при отсутствии смазки всего на 10—15% больше, чем при смазке жидкими (индустриальными)

маслами. В большинстве случаев достаточна периодическая смазка от масленки.

Эксперименты показали, что при применении консистентной смазки силы трения немного меньше, чем при смазке жидкими маслами, однако при недостаточной защите направляющих применение консистентных смазок нежелательно из-за опасности скопления на направляющих стружки и абразивной пыли.

НОРМАЛИЗАЦИЯ ЭЛЕМЕНТОВ НАПРАВЛЯЮЩИХ КАЧЕНИЯ

В СССР элементы направляющих качения нормализованы. Нормализация направляющих создает базу для централизованного производства, при котором необходимая высокая точность направляющих обеспечивается при относительно низкой стоимости. Нормаль Н20-7 «Ролики цилиндрические для направляющих качения станков. Размеры и технические условия» включает три группы роликов: а) длинные ($b/d = 2 \div 5$), в том числе ролики специальных диаметров; б) короткие ($b/d = 1{,}5 \div 2$); в) для направляющих с крестообразным расположением осей соседних роликов с заданной разностью длины и диаметра.

Для смешанных направляющих из треугольной и плоской возможны следующие сочетания диаметров: 3,53 и 5,0 *мм*, 5,0 и 7,071 *мм*, 7,071 и 10,0 *мм*, 10,0 и 14,142 *мм*, 14,142 и 20,0 *мм*, 20,0 и 28,284 *мм*. Использование направляющих с таким соотношением диаметров роликов вызвано необходимостью взаимной пригонки рабочих плоскостей направляющих сопрягаемых корпусных деталей. Для других форм направляющих допускается применение роликов с округленными значениями диаметров данного ряда.

Технические условия предусматривают три степени точности роликов с разными допускаемыми отклонениями формы и разноразмерностью в комплекте. Основные размеры роликов для направляющих качения станков приведены ниже.

Ролики длинные

Диаметр ролика d в *мм*	(3,53)	5	7,071	10	14,142	20	(28,284)
Длина ролика b в *мм*	16	16	20	25	32	40	80
	—	20	25	32	40	50	—
	—	25	32	40	50	60	—
	—	—	—	(50)	(60)	—	—

(Значения d и b, данные в скобках, по возможности применять не следует).

Ролики короткие

Диаметр ролика d в *мм*	5	6	8	10	12
Длина ролика b в *мм*	8	8	12	12	20
	10	10	16	16	—
	—	12	—	20	—

Ролики для треугольных направляющих с крестообразным расположением осей роликов

Диаметр ролика d в *мм*	6	9	12	15	18	24
Длина ролика b в *мм*	5,8	8,8	11,8	14,8	17,8	23,8

РТМ РОЗ-2 «Направляющие качения станков. Размеры и технические условия» содержит основные размеры направляющих разных форм с применением роликов по нормали Н-7, а также размеры накладных направляющих трех наиболее распространенных форм — треугольных замкнутых роликовых, треугольных замкнутых шариковых и смешанных роликовых направляющих из плоской и треугольной. Эти направляющие намечено производить централизованно.

РТМ РОЗ-3 «Сепараторы с роликами для направляющих качения станков. Основные размеры и технические требования» распространяются на сепараторы штампованные листовые, массивные составные и капроновые литые. Эти сепараторы также намечены к централизованному производству. Штампованные листовые и капроновые сепараторы рентабельны для серийного производства, составные — для индивидуального и мелкосерийного. Руководящий материал включает сепараторы плоские и V-образные однорядные, плоские двухрядные и с крестообразным расположением осей роликов.

Глава II. РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ КАЧЕНИЯ

Направляющие качения следует рассчитывать на прочность, жесткость, долговечность по усталости (при большом числе циклов нагружений) и на сопротивление движению (по потерям на трение).

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК В НАПРАВЛЯЮЩИХ КАЧЕНИЯ

Спецификой направляющих качения является большое число тел качения, что неизбежно приводит к неравномерному их нагружению в связи с неточностями изготовления, а при малых нагрузках и к участию в восприятии нагрузок только части тел качения. Большая роль технологических погрешностей объясняется тем, что они вполне соизмеримы с упругими перемещениями в направляющих даже при высоком качестве изготовления. Расчет в предположении идеального контакта (без учета ожидаемых неточностей изготовления) приводит к занижению расчетных давлений и упругих перемещений в направляющих по сравнению с действительными в несколько раз.

Приводимый ниже расчет упругих перемещений и наибольших давлений учитывает влияние типовых погрешностей изготовления [3, 4]. Расчет основан на теоретическом рассмотрении

влияния неточностей изготовления на упругие перемещения в направляющих при предположении, что в контакте каждого тела качения сохраняются зависимости между упругими перемещениями и нагрузками по известным формулам для начального точечного и линейного контакта [6]. Кроме того, принято, что отклонения размеров и формы подчиняются простейшим зави-

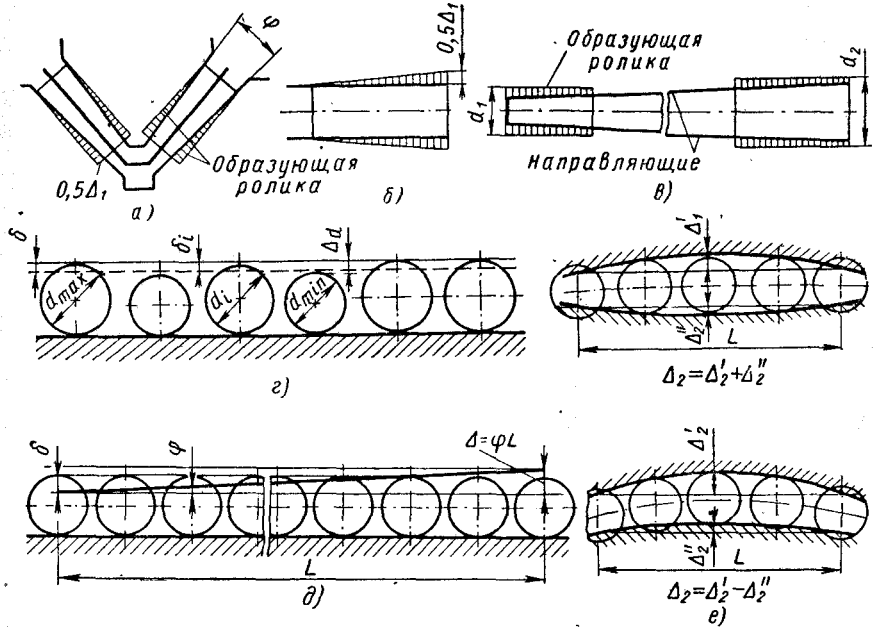


Рис. 38. Влияние неточностей изготовления роликов и направляющих на распределение давлений:

а — влияние разности углов призм; *б* — влияние конусности роликов; *в* — влияние разноразмерности комплектов тел качения на двух направляющих; *г* — влияние разноразмерности тел качения; *д* — влияние непараллельности направляющих сопрягаемых деталей; *е* — влияние непрямолинейности направляющих (δ — упругое сближение направляющих; φ — относительный угол наклона сопрягаемых направляющих; Δ_1 — накопленное на длине ролика отклонение от параллельности); Δ_2 — суммарное отклонение от прямолинейности сопрягаемых направляющих; Δ_p — разноразмерность тел качения

симостям, в частности распределение отклонений размеров тел качения подчиняется закону равной вероятности, форма направляющих по длине описывается параболой и т. д. Принято также, что собственная жесткость корпусных деталей достаточно велика, а число тел качения в стыке достаточно большое.

Для роликовых направляющих неточности изготовления направляющих и тел качения по их влиянию на распределение нагрузок можно разбить на две группы: 1) неточности изготовления, приводящие к неравномерному распределению нагрузки по длине роликов (рис. 38, *а*—*в*) — отклонения углов между

отдельными гранями направляющих, конусность роликов, разность в отклонениях размеров роликов на отдельных гранях направляющих; 2) неточности изготовления, приводящие к неравномерному распределению нагрузки между телами качения (рис. 38, *г*—*е*) — непрямолинейность и извернутость (непараллельность) направляющих, разноразмерность тел качения.

Для шариковых направляющих на распределение нагрузок влияют только неточности изготовления второй группы. Основное влияние на жесткость оказывают погрешности изготовления направляющих, так как точность изготовления тел качения значительно выше.

Для случая идеального контакта одного ролика с двумя направляющими зависимость между упругими перемещениями δ в *мк* и нагрузкой q в *кГ/см* на единицу длины ролика выражается формулой $\delta = A\,(B - \lg q)\,q$, где A и B — коэффициенты [8]. При реальных значениях нагрузок q и размерах роликов приближенно можно принять линейную зависимость $\delta = cq$, где c — коэффициент пропорциональности в *мк·см/кГ*; для стальных закаленных направляющих $c \approx 0{,}075$ *мк·см/кГ*; для чугунных шлифованных направляющих $c \approx 0{,}115$ *мк·см/кГ*; для чугунных шабреных направляющих $c \approx 0{,}25$ *мк·см/кГ*. Значения c получены путем линеаризации известных зависимостей для сближений при линейном контакте с учетом деформаций направляющих [8], а для шабреных направляющих получены экспериментально. Большие значения c для шабреных направляющих связаны с неполной фактической длиной контакта (касание по отдельным участкам — «пятнам»).

В шариковых направляющих для контакта каждого шарика с направляющими имеет место зависимость $P = \gamma\delta^{3/2}$, где P — нагрузка на шарик в *кГ*; δ — упругое сближение направляющих в *мк*; γ — коэффициент, определяемый из зависимостей для начального точечного контакта [6]; для контакта стальных шариков со стальными направляющими $\gamma = 0{,}38\sqrt{d}$, с чугунными $\gamma = 0{,}25\sqrt{d}$, где d — диаметр шариков в *см*.

В табл. 6 приведены окончательные зависимости между упругими сближениями δ направляющих при центральном нагружении и нагрузкой, учитывающие влияние отдельных погрешностей изготовления (q — средняя нагрузка на единицу длины ролика, P — средняя нагрузка на один шарик). При учете влияния разноразмерности Δ_d тел качения предполагалось, что в пределах заданного допуска распределение отклонений размеров подчиняется закону равной вероятности. Этот закон является наиболее вероятным, так как комплекты тел качения получаются разбраковкой на группы. Общие зависимости с учетом совокупности неточностей изготовления направляющих и тел качения получены в предположении, что погрешности изготовления тел качения

Таблица 6

Зависимости между нагрузками и упругими перемещениями с учетом погрешностей изготовления направляющих

Наименование	Роликовых		Шариковых
	Идеальное прилегание по длине роликов	Конусность роликов, непараллельность направляющих в поперечном направлении Δ_1 в *мк*	
Идеальное прилегание по длине направляющих	$\delta = cq$	$q = \dfrac{\delta - 0{,}5\Delta_1}{c}$ при $\delta > \Delta_1$ $\quad q = \dfrac{\delta^2}{2\Delta_1 c}$ при $\delta < \Delta_1$	$P = \gamma\delta^{3/2}$
Непрямолинейность направляющих Δ_2 в *мк*	$q = \dfrac{\delta^2}{3c\Delta_2}$ при $\delta < \Delta_2$ $q = \dfrac{1}{c}\left(\delta - \dfrac{2}{3}\Delta_2\right)$ при $\delta > \Delta_2$	$q = \dfrac{\delta^3}{9\Delta_1\Delta_2 c}$ при $\delta < \Delta_1$ $q = \dfrac{1}{3\Delta_2 c}\left[\delta(\delta - \Delta_1) + 0{,}33\Delta_1^2\right]$ при $\Delta_1 < \delta < \Delta_2$ $q = \dfrac{1}{9\Delta_1\Delta_2 c}\left[\Delta_1^3 + 2{,}5\Delta_2^3 - \delta^3 + 4{,}5\delta^2\Delta_2 + 3\delta^2\Delta_1 - 6\delta\Delta_2^2 - 3\delta\Delta_1^2\right]$ при $\Delta_2 < \delta < \Delta_1 + \Delta_2$ $q = \dfrac{1}{c}(\delta - 0{,}5\Delta_1 - 0{,}67\Delta_2)$ при $\delta > \Delta_1 + \Delta_2$	$P = \dfrac{4}{15}\dfrac{\gamma}{\Delta_2}\delta^{5/2}$ при $\delta < \Delta_2$ $P = \dfrac{4\gamma}{15\Delta_2}\left[\delta^{5/2} - (\delta - \Delta_2)^{5/2} + 1{,}25\Delta_2(\delta - \Delta_2)^{3/2}\right]$ при $\delta > \Delta_2$
Непараллельность направляющих или разноразмерность тел качения Δ_3 в *мк*	$q = \dfrac{\delta^2}{2c\Delta_3}$ при $\delta < \Delta_3$ $q = \dfrac{\delta - 0{,}5\Delta_3}{c}$ при $\delta > \Delta_3$	$q = \dfrac{\delta^3}{6c\Delta_1\Delta_3}$ при $\delta < \Delta_1$ $q = \dfrac{1}{2\Delta_3 c}\left[\delta(\delta - \Delta_1) + 0{,}5\Delta_1^2\right]$ при $\Delta_1 < \delta < \Delta_3$ $q = \dfrac{1}{6\Delta_1\Delta_3 c}\left[\Delta_3^3 + \Delta_1^3 - \delta^3 + 3\delta^2\Delta_1 + 3\delta^2\Delta_3 - 3\delta\Delta_1^2 - 3\delta\Delta_3^2\right]$ при $\Delta_1 < \delta < \Delta_1 + \Delta_3$ $q = \dfrac{1}{c}(\delta - 0{,}5\Delta_3 - 0{,}5\Delta_1)$ при $\delta > \Delta_1 + \Delta_3$	$P = \dfrac{2}{5}\dfrac{\gamma}{\Delta_3}\delta^{5/2}$ при $\delta < \Delta_3$ $P = \dfrac{2}{5}\dfrac{\gamma}{\Delta_3}\left[\delta^{5/2} - (\delta - \Delta_3)^{5/2}\right]$ при $\delta > \Delta_3$

значительно меньше, чем направляющих, что практически всегда имеет место. Для роликовых направляющих эти зависимости выражаются следующим образом:

при $\delta < \Delta'$ $\quad q = \dfrac{\delta^3}{9\Delta'\Delta'' c}$;

при $\delta' < \delta < \Delta''$ $\quad q = \dfrac{1}{3\Delta'' c}\left[\delta(\delta - \Delta') + \dfrac{1}{3}(\Delta')^2\right]$;

при $\Delta'' < \delta < \Delta' + \Delta''$ $\quad q = \dfrac{1}{9\Delta'\Delta'' c}\left[(\Delta')^3 + 2{,}5(\Delta'')^3 - \delta^3 + 3\delta^2(1{,}5\Delta'' + \Delta') - 3\delta(\Delta')^2 - 6\delta(\Delta'')^2\right]$;

при $\delta > \Delta' + \Delta''$ $\quad q = \dfrac{1}{c}(\delta - 0{,}5\Delta' - 0{,}67\Delta'')$.

Здесь Δ', Δ'' — приведенные погрешности на длине ролика и на длине направляющей соответственно, учитывающие совокупность погрешностей направляющих и тел качения.

$$\Delta' = \Delta_1 + 0{,}5\Delta_к; \quad \Delta'' = \Delta_2 + \frac{2}{3}(\Delta_3 + 0{,}5\Delta_d),$$

где Δ_1 — накопленная на длине ролика непараллельность направляющих (рис. 38, *а* и *б*) вследствие несовпадения углов наклона сопрягаемых направляющих (из-за разности углов призм, извернутости направляющих в поперечном направлении, разности отклонений размеров роликов на двух направляющих) в *мк*; $\Delta_к$ — конусность роликов (разность между большим и меньшим диаметром) в *мк*; Δ_2 — суммарное отклонение от прямолинейности направляющих сопрягаемых деталей, накопленное на длине контакта (рис. 38, *е*) в *мк*; Δ_3 — отклонение от параллельности (в результате извернутости) направляющих на длине контакта в *мк*; Δ_d — разноразмерность тел качения на одной направляющей в *мк*.

Для шариковых направляющих:

при $\delta < \Delta''$ $\quad P = \dfrac{4\gamma}{15\Delta''}\delta^{5/2}$;

при $\delta > \Delta''$ $\quad P = \dfrac{4\gamma}{15\Delta''}\left[\delta^{5/2} - (\delta - \Delta'')^{5/2} + \dfrac{5}{4}\Delta''(\delta - \Delta'')^{3/2}\right]$.

Погонная нагрузка на наиболее нагруженном ролике $q_{max} = \dfrac{\delta}{c}$.

Давление на площадке контакта (по Герцу) наиболее нагруженного ролика

$$\sigma_{max} = \zeta\sqrt{\frac{q_{max}}{d}},$$

где ζ — коэффициент; для стальных направляющих $\zeta = 850\ (кГ/см^2)^{1/2}$, для чугунных $\zeta = 685\ (кГ/см^2)^{1/2}$.

После подстановки значений q_{max} для случая $\delta < \Delta'$

$$\sigma_{max} = \zeta\sqrt[6]{\frac{9\Delta'\Delta'' q}{c^2 d^3}},$$

а для случая

$$\sigma_{max}=\sqrt{\sigma^2+\frac{\alpha}{d}(\Delta'+1{,}33\Delta'')},\quad \alpha=\frac{0{,}5\zeta^2}{c}.$$

Здесь σ — давление на площадке контакта, вычисленное по номинальной нагрузке q (без учета погрешностей изготовления), $\sigma=\zeta\sqrt{\frac{q}{d}}$. Для стальных направляющих $\alpha = 6\cdot10^6$ $кГ^2/см^3\cdot мк$, для чугунных $\alpha = 1{,}0\cdot10^6$ $кГ^2/см^3\cdot мк$.

Для шариковых направляющих нагрузка на наиболее нагруженный шарик (с учетом погрешностей изготовления) $P_{max} = \gamma\delta^{3/2}$.

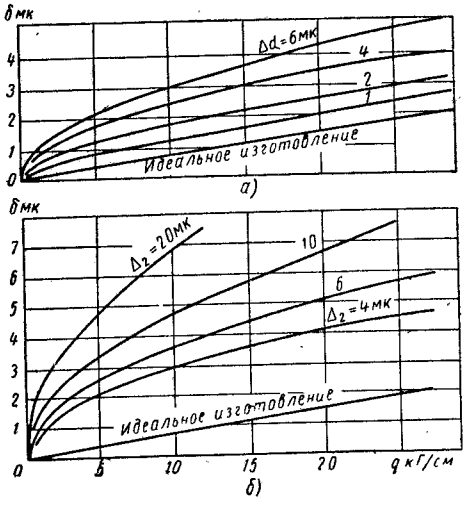


Рис. 39. Теоретическая зависимость упругого перемещения δ в роликовых стальных направляющих от погонной нагрузки q при центральном нагружении:

а — при разной разноразмерности роликов Δd; *б* — при разном суммарном отклонении от прямолинейности направляющих Δ_2

Давление на площадке контакта (по Герцу) наиболее нагруженного шарика

$$\sigma_{max}=\beta\sqrt[3]{\frac{P_{max}}{d^2}},$$

где β — коэффициент; для стальных направляющих $\beta = 10\,000$ $(кГ/см^2)^{2/3}$; для чугунных $\beta = 7600$ $(кГ/см^2)^{2/3}$.

Для случая $\delta < \Delta''$ получаем

$$\sigma_{max}=\sqrt[5]{\frac{\sigma^3\psi\Delta''}{d}},$$

где $\psi=\frac{15\beta^2\gamma^{2/3}}{4d^{1/3}}$;

$\sigma=\beta\sqrt[3]{\frac{P}{d^2}}$ — давление по номинальной нагрузке P (без учета погрешностей изготовления). Для стальных направляющих $\psi = 195\times10^6$ $кГ^2/см^3\cdot мк$, для чугунных $\psi = 88\cdot10^6$ $кГ^2/см^3\cdot мк$.

На рис. 39 приведены теоретические зависимости упругого сближения направляющих от нагрузки при разных неточностях изготовления роликов и направляющих. Увеличение разноразмерности роликов с 1 до 3 —4 *мк* приводит к увеличению упругих деформаций, а следовательно, и наибольших давлений в несколько раз. Уменьшение относительного отклонения от прямолинейности сопрягаемых деталей на длине контакта с 10 до 4—5 *мк* приводит к повышению жесткости направляющих почти в 2 раза (рис. 39, *б*).

Подобным образом влияет и непараллельность направляющих сопрягаемых деталей, являющаяся следствием извернутости.

Допустимая конусность роликов должна быть выбрана из условия, чтобы в работе участвовала вся длина ролика. Предельным случаем можно считать распределение давления по всей длине ролика по закону треугольника. Исходя из этого условия допустимая величина конусности роликов определяется зависимостью

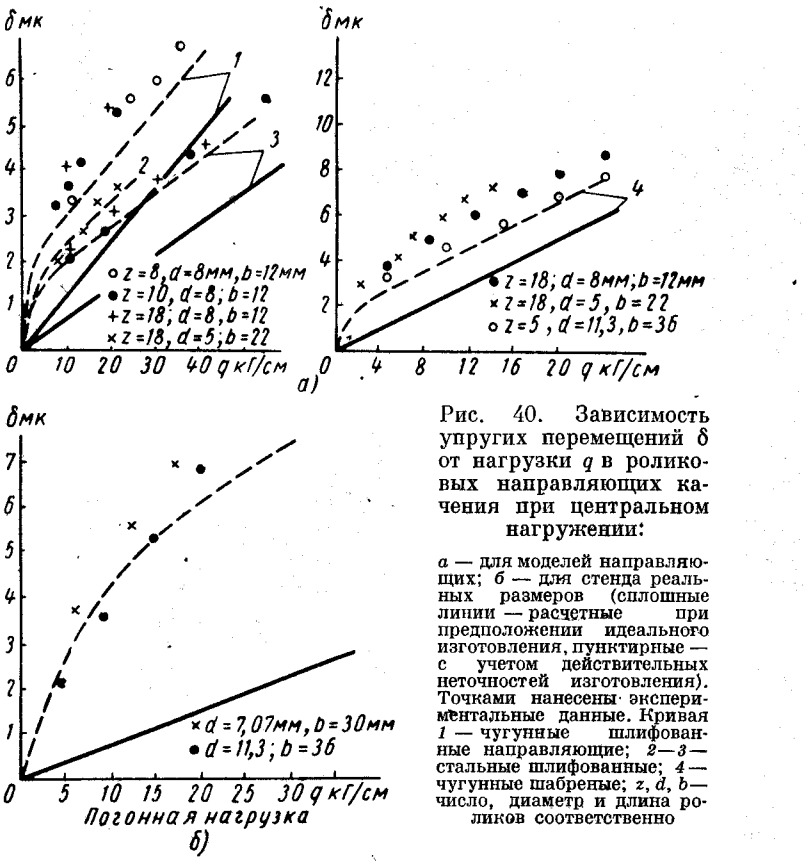


Рис. 40. Зависимость упругих перемещений δ от нагрузки q в роликовых направляющих качения при центральном нагружении:

а — для моделей направляющих; *б* — для стенда реальных размеров (сплошные линии — расчетные при предположении идеального изготовления, пунктирные — с учетом действительных неточностей изготовления). Точками нанесены экспериментальные данные. Кривая *1* — чугунные шлифованные направляющие; *2—3* — стальные шлифованные; *4* — чугунные шабреные; *z*, *d*, *b* — число, диаметр и длина роликов соответственно

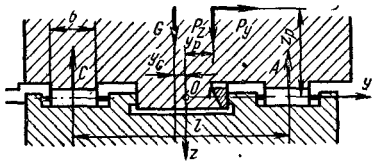
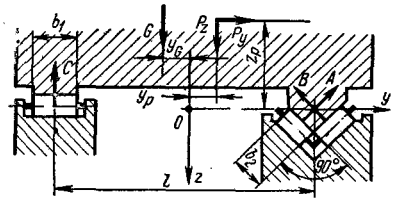
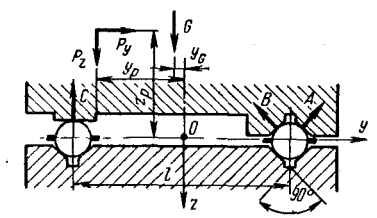
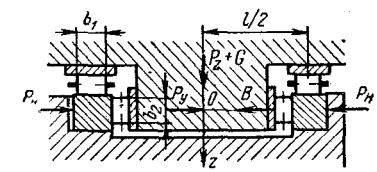
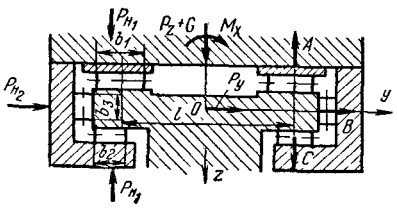
$\Delta_{don} = 2cq$. Обычно в направляющих без предварительного натяга $q = 2 \div 10$ $кГ/см$. В среднем можно считать желательным, чтобы конусность роликов не превышала 0,5—1,0 *мк*.

Аналогичным образом может быть оценено допустимое отклонение угла φ треугольной направляющей. Учитывая, что разница углов сопрягаемых деталей распределяется поровну между двумя гранями направляющих, получаем

$$\varphi=\frac{4cq}{b}.$$

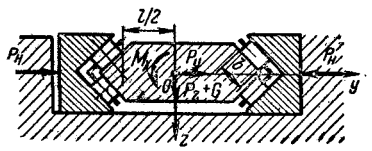
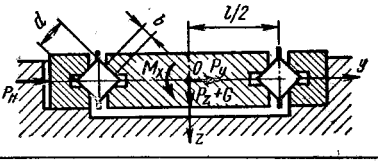
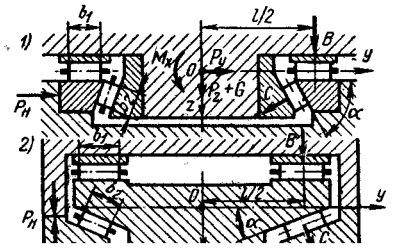
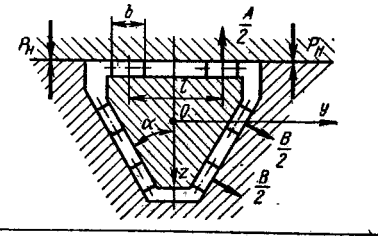
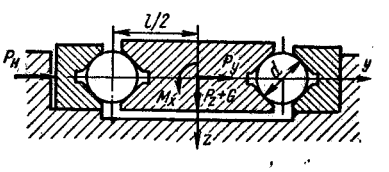
Таблица 7

Формулы для определения наибольших нагрузок и упругих перемещений в направляющих

Форма направляющих	Нагрузка P в $кГ$ на наиболее нагруженные тела качения		Приведенная длина роликов в $см$ и моменты инерции в $см^4$ направляющих *
	От всех силовых факторов	Только от сил натяга и веса	
Плоские 	$P_{max} = \frac{A}{z} + \frac{3M_y t}{\varepsilon L^2}$ $A = 0{,}5\,(G + P_z) + \frac{M_x}{l}$	$P_{max} = \frac{G}{z}\left(0{,}5 + \frac{Y_G}{l}\right)$	$b_z = 2b,\ b_{np} = b$ $J_y = \frac{bL^3}{6},\ J_x = \frac{bLl^2}{2}$
Комбинированные из треугольной и плоской 	$P_{B\max} = \frac{B}{z} + \frac{6M_B t}{\varepsilon L^2}$ $B = 0{,}707\left[0{,}5\,(G + P_z) + P_y + \frac{M_x}{l}\right]$ $M_B = 0{,}707\left(M_y \frac{b_2}{b_1 + b_2} + M_z\right)$	$P_{B\max} = 0{,}707\frac{G}{z} \times \left(0{,}5 - \frac{Y_G}{l}\right)$ $P_{C\max} = \frac{G}{z}\left(0{,}5 + \frac{Y_G}{l}\right)$	$b_z = b_1 + b_2,\ b_{np} = \frac{2b_1 b_2}{b_1 + b_2}$ $b_y = b_2$ при $P_y < G_1$ $b_y = 0{,}5b_2$ при $P_y > G_1$ G_1 — вес, приходящийся на треугольную направляющую $J_y = \frac{(b_1 + b_2)L^3}{12}$ $J_z = \frac{b_2 L^3}{12}$ $J_x = \frac{b_{np} L l^2}{2}$
Шариковые незамкнутые 	$P_{B\max} = \frac{B}{z} + \frac{6M_B t}{\varepsilon L^2}$ $B = 0{,}707\left[0{,}5\,(G + P_z) + P_y + \frac{M_x}{l}\right]$ $M_B = 0{,}707\,(0{,}5M_y + M_z)$	$P_{B\max} = 0{,}707\frac{G}{z} \times \left(0{,}5 - \frac{Y_G}{l}\right)$ $P_{C\max} = \frac{G}{z}\left(0{,}5 + \frac{Y_G}{l}\right)$	$J_x = \frac{Ll^2}{2},\ J_y = \frac{L^3}{6}$ $J_z = \frac{L^3}{12}$
Прямоугольные 	$P_{max} = \frac{B}{z} + \frac{3M_z t}{\varepsilon L^2}$ (на вертикальных гранях направляющих) $B = P_н + 0{,}5P_y$	$P_{max} = \frac{P_н}{z}$	$b_z = 2b_1;\ b_y = 2b_2$ $b_{np} = b_1,\ J_y = \frac{b_1 L^3}{6}$ $J_z = \frac{b_2 L^3}{6},\ J_x = \frac{b_1 L l^2}{2}$
Прямоугольные замкнутые 	$P_{A\max} = \frac{A}{z} + \frac{3M_y b_1 t}{\varepsilon\,(b_1 + b_2)\,L^2}$ $P_{B\max} = \frac{B}{z} + \frac{3M_z t}{\varepsilon L^2}$ $P_{C\max} = \frac{C}{z} + \frac{3M_y b_2 t}{\varepsilon\,(b_1 + b_2)L^2}$ $A = P_{н1} + 0{,}5G + \left(0{,}5P_z + \frac{M_x}{l}\right)\frac{b_1}{b_1 + b_2}$ $B = P_{н2} + 0{,}5P_y$ $C = P_{н1} - 0{,}5G + \left(\frac{M_x}{l} - 0{,}5P_z\right)\frac{b_2}{b_1 + b_2}$	$P_{A\max} = \frac{P_{н1} + 0{,}5G}{z}$ $P_{B\max} = \frac{P_{н2}}{z}$ $P_{C\max} = \frac{P_{н1} - 0{,}5G}{z}$	$b_z = 2\,(b_1 + b_2)$ $b_y = 2b_3,\ b_{np} = b_1 + b_2$ $J_y = \frac{b_{np} L^3}{6};\ J_z = \frac{b_3 L^3}{6}$ $J_x = \frac{b_{np} L l^2}{2}$

* Принято, что при нагружении натяг полностью не снимается; в противном случае для направляющих с натягом (5—10 строки) приведенная длина ролика и момент инерции вдвое меньше.

Продолжение табл. 7

Форма направляющих	Нагрузка P в кг на наиболее нагруженные тела качения		Приведенная длина роликов в см и моменты инерции в $см^4$ направляющих *
	От всех силовых факторов	Только от сил натяга и веса	
Со встречными призмами 	$P_{max} = \frac{C}{z} + \frac{3M_c t}{\varepsilon L^2}$ $C = 0{,}707\left(P_н + 0{,}5G + 0{,}5P_z + 0{,}5P_y + \frac{M_x}{l}\right)$ $M_c = 0{,}707\,(M_y + M_z)$	$P_{max} = \frac{C}{z}$ $C = 0{,}707\,(P_н + 0{,}5G)$	$b_z = 2b,\ b_y = 2b$ $b_{np} = b$ $J_y = J_z = \frac{bL^3}{6}$ $J_x = \frac{bLl^2}{2}$
С роликовой цепью или крестообразно расположенными роликами 	$P_{max} = \frac{2C}{z} + \frac{6M_c t}{\varepsilon L^2}$ $C = 0{,}707\left(P_н + 0{,}5G + 0{,}5P_z + 0{,}5P_y + \frac{M_x}{l}\right)$ $M_c = 0{,}707\,(M_y + M_z)$	$P_{max} = \frac{2C}{z}$ $C = 0{,}707\,(P_н + 0{,}5G)$	$b_z = b_y = b$ $J_x = J_y = \frac{bL^3}{12}$ $J_x = \frac{bLl^2}{4}$ $b = (0{,}3 - 0{,}4)\,d$
Типа «ласточкина хвоста» 	$P_{B\,max} = \frac{B}{z} + \frac{3M_B t}{\varepsilon L^2}$ (на грани B) $P_{C\,max} = \frac{C}{z} + \frac{3M_c t}{\varepsilon L^2}$ (на грани C), где $M_B = M_y \frac{b_1}{b_{np}}$; $M_c = \frac{M_y b_2 \cos\alpha}{b_{np}} + \frac{M_z}{\sin\alpha}$; $B = N_1 + \left(0{,}5P_z + 0{,}5G + \frac{M_x}{l}\right)\frac{b_1}{2b_{np}}$; $C = N_2 + \frac{P_y}{2\sin\alpha} - 0{,}5G\frac{b_2\cos\alpha}{b_{np}} + \left(0{,}5P_z + \frac{M_x}{l}\right)\frac{b_2\cos\alpha}{b_{np}}$; $N_1 = P_н \operatorname{ctg}\alpha,\quad N_2 = \frac{P_н}{\sin\alpha}$; для 1 $N_1 = P_н,\quad N_2 = P_н/\cos\alpha$ для 2	$P_{B\,max} = \frac{B}{z}$ (грань B) $P_{C\,max} = \frac{C}{z}$ (грань C) $B = N_1 + G\frac{b_1}{2b_{np}}$ $C = N_2 - G\frac{b_2\cos\alpha}{2b_{np}}$	$b_y = 2b_2\sin^2\alpha$ $b_{np} = b_1 + b_2\cos^2\alpha$ $b_z = 2b_{np}$ $J_z = \frac{b_y L^3}{12},\quad J_y = \frac{b_z L^3}{12}$ $J_x = \frac{b_{np} L l^2}{2}$. Обычно $\alpha = 55°$ для 1 $\alpha = 30°$ для 2
Треугольные (здесь z — число тел качения в одном ряду) 	$P_{max} = \frac{A}{2z} + \frac{3M_A t}{\varepsilon L^2}$ или $P_{max} = \frac{B}{2z} + \frac{3M_B t}{\varepsilon L^2}$ $A = 2P_н + \frac{2}{3}(G + P_z),\ B = 2P_н + 0{,}58P_y + \frac{1}{3}(P_z + G)$ $M_A = \frac{2}{3}M_y,\ M_B = 0{,}58M_z + \frac{1}{3}M_y$	$P_{max} = \frac{2P_н}{2z} + \frac{\frac{2}{3}G}{2z}$	$b_z = 2b\,(1 + 2\sin^2\alpha)$ $b_y = 4b\cos^2\alpha$ $b_{np} = 0{,}5b_z$ При $\alpha = 30°$ $b_z = b_y = 3b,\ b_{np} = 1{,}5b$ $J_x = \frac{3bl^2L}{4},\quad J_y = \frac{b_z L^3}{12},$ $J_z = \frac{b_y L^3}{12}$
Шариковые со встречными призмами 	$P_{max} = \frac{C}{z} + \frac{3M_c t}{\varepsilon L^2}$, $M_c = 0{,}707\,(M_y + M_z)$ $C = 0{,}707\left(P_н + 0{,}5G + 0{,}5P_z + 0{,}5P_y + \frac{M_x}{l}\right)$	$P_{max} = \frac{C}{z}$ $C = 0{,}707\,(P_н + 0{,}5G)$	$J_x = \frac{Ll^2}{2}$ $J_y = J_z = \frac{L^3}{6}$

Условные обозначения: $P_н$ — суммарная сила натяга по нормали к грани в кГ; G — вес в кГ; M_A, M_B, M_C — моменты в кГ·см, воспринимаемые гранями A, B, C; A, B, C — реакции граней в кГ; t — шаг тел качения в см; z — число тел качения на одной грани; $L = L_1 + t$ — расчетная длина контакта в см; ε — коэффициент, вводимый, если тела качения расположены двумя комплектами по концам, $\varepsilon \approx 1 - \left(\frac{L_0}{L}\right)^3$, где $L_0 = L_2 - t$ (рис. 41).

Так, например, для стальных направляющих при $q = 5 \div 10$ *кГ/см* и длине роликов $b = 2$ *см* $\varphi = 15 \div 30''$, при длине роликов $b = 4$ *см* соответственно $8 - 15''$.

На рис. 40 приведено сравнение расчетных и экспериментальных данных по жесткости направляющих на коротких моделях, где преобладали неточности изготовления тел качения, и на стенде с направляющими реальных размеров. В расчет подставлялись реальные значения имевших место неточностей. Как видно по графикам, расчетные и экспериментальные данные близки между собой. Упругие перемещения в направляющих, вычисленные в предположении идеального изготовления (без учета неточностей), ниже действительных в несколько раз. Измерения жесткости направляющих координатно-расточных и шлифовальных станков также показали хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных.

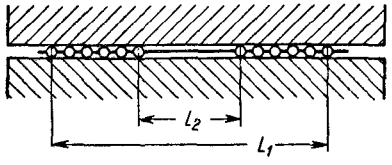


Рис. 41. Схема расположения тел качения двумя комплектами по концам

Нагрузки на направляющие качения определяются из условий статики и совместности деформаций аналогично направляющим скольжения.

В табл. 7 приводятся формулы для определения наибольших нагрузок в направляющих наиболее распространенных форм. Моменты, воспринимаемые направляющими (в каждом конкретном случае учитываются знаки сил и координат):

$$M_x = P_z y_p + P_y z_p + G y_G;$$
$$M_y = P_z x_p + P_x z_p + G x_G;$$
$$M_z = P_y x_p + P_x y_p,$$

где P_x, P_y, P_z — составляющие силы резания по осям в *кГ*; G — вес узла (с изделием) в *кГ*; x_p, y_p, z_p — координаты точки приложения силы (отсчитываемые от начала координат O) в *см*. Координатная плоскость yz принята проходящей через середину длины направляющих. Точку O пересечения осей координат удобно располагать посредине между двумя направляющими; x_G, y_G — координаты центра тяжести узла (с изделием) в *см*.

Для направляющих отдельных станков, в которых силы резания малы, можно учитывать только нагрузки от веса и предварительного натяга (средняя графа табл. 7). При этом расчетные формулы значительно упрощаются. При больших вылетах инструмента, например для направляющих столов внутришлифовальных станков, шлифовальных бабок круглошлифовальных станков и т. д., кроме сил от веса и натяга необходимо учитывать действие опрокидывающих моментов M_x, M_y, M_z.

РАСЧЕТ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

Расчет направляющих качения производят на прочность поверхностных слоев (по контактным напряжениям). Предельные нагрузки на направляющие определяют из условия отсутствия пластических деформаций на площадках контакта.

Допустимая нагрузка P на одно тело качения может быть определена по формулам:

для роликовых направляющих

$$P = Kbd\xi;$$

для шариковых направляющих

$$P = Kd^2\xi,$$

где d — диаметр ролика или шарика в *см*; b — длина ролика в *см*; K — условные напряжения, отнесенные к площади сечения тел качения (табл. 8); ξ — поправочный коэффициент, учитывающий твердость направляющих. Для чугунных направляющих при НВ 190—210 и для стальных при *HRC* 58—60 $\xi = 1$.

Таблица 8

Значения условного допускаемого напряжения K в *кГ/см²*

Тип направляющих	Для стальных направляющих *HRC* 60			Для чугунных направляющих *НВ* 200
	С упрочняющей термической обработкой			
	Сквозная закалка или цементация	Закалка нагревом т. в. ч.	Азотирование	
Шариковые	6	5	4	0,2
Роликовые с короткими роликами	200	180	150	20
Роликовые с длинными роликами	150	130	100	15

При высокой точности изготовления направляющих и тел качения, достигаемой в прецизионных станках (суммарное отклонение от прямолинейности сопрягаемых направляющих на длине контакта не более 7—10 *мк*, извернутость направляющих на длине контакта не более 7—10 *мк*, несовпадение углов призм сопрягаемых деталей не более 15—20 *сек*, разноразмерность тел качения не более 2 *мк*), можно принимать значения K по табл. 8.

При пониженной точности изготовления направляющих (суммарное отклонение от прямолинейности направляющих на длине контакта порядка 15—20 *мк*, извернутость направляющих порядка 0,02 *мм*/1000 *мм*, разноразмерность тел качения 2—3 *мк*)

значения K следует снижать на 30—40%. При весьма высокой точности изготовления (взаимная притирка сопрягаемых направляющих, суммарные отклонения от прямолинейности и непараллельности порядка нескольких микрон, разноразмерность тел качения не более 1 *мк*), а также для очень коротких направляющих можно значения K повышать до 1,5 раза.

Допустимые нагрузки сильно зависят от твердости направляющих. Значения коэффициента ξ, учитывающего влияние твердости для чугунных роликовых направляющих, следующие:

HB	170—180	200—210	230
ξ	0,75	1	1,2

Значения коэффициента ξ для стальных закаленных направляющих следующие:

HRC	50	55	57	60
ξ	0,52	0,70	0,80	1,0

Допускаемые нагрузки на одно тело качения в направляющих качения значительно ниже, чем в подшипниках качения, вследствие: а) меньшей точности изготовления направляющих по сравнению с подшипниками, б) восприятия нагрузки большим числом тел качения, и соответственно большим влиянием погрешностей изготовления.

Рекомендуемые значения допустимых нагрузок P получены из условия отсутствия пластических деформаций. Эти условия определены экспериментально на лабораторных образцах с последующим пересчетом для направляющих с учетом возможных мгновенных перегрузок и концентрации нагрузки вследствие неравномерности нагружения отдельных тел качения из-за неизбежных технологических погрешностей.

Предельные давления на площадках контакта определены экспериментально двумя методами: при нагружении одного тела качения (при отсутствии качения) и нескольких тел качения (в условиях качения). Испытания с одним телом качения отличаются крайней простотой, быстротой и легкостью получения любых давлений в требуемом диапазоне, возможностью многократного повторения. Испытания в условиях качения проводили как контрольные для основных материалов с целью оценки возможности распространения результатов при нагружении одного тела качения на условия работы направляющих. Появление пластических деформаций определяли по характеру поверхностей дорожек качения с помощью профилограмм поверхности. Использовались образцы из чугуна разной твердости и закаленной стали марок ШХ15 и 20Х, являющихся основными материалами для направляющих качения.

На рис. 42, *а* приведены зависимости предельного давления (по Герцу) от твердости чугунных направляющих при вдавливании одного шарика в образцы, на рис. 42, *б* — зависимости углубления дорожек качения от давления при качении образцов с несколькими роликами. Значения предельных давлений на площадке контакта (по Герцу) округленно составляют для стальных закаленных шариковых направляющих (*HRC* 60—62) 30 000 *кГ/см²*, роликовых 20 000 *кГ/см²*, чугунных шариковых (*HB* 200) 10 000 *кГ/см²*, чугунных роликовых 6500 *кГ/см²*, для направляющих из модифицированного или низколегированного чугуна (*HB* 220—230) шариковых 12 000 *кГ/см²*, роликовых 7500 *кГ/см²*. Эти значения являются предельно допустимыми на площадке контакта наиболее нагруженного тела качения при расчете по полной нагрузке с учетом мгновенных перегрузок и концентрации нагрузки от неточностей изготовления. Кроме того, эти значения можно рассматривать как предельно допустимые при контакте одного тела качения с плоскостью.

Для того чтобы распространить полученные на лабораторных образцах (в условиях малого числа тел качения и точного изготовления) значения допускаемых давлений на натурные направляющие теоретическим путем,

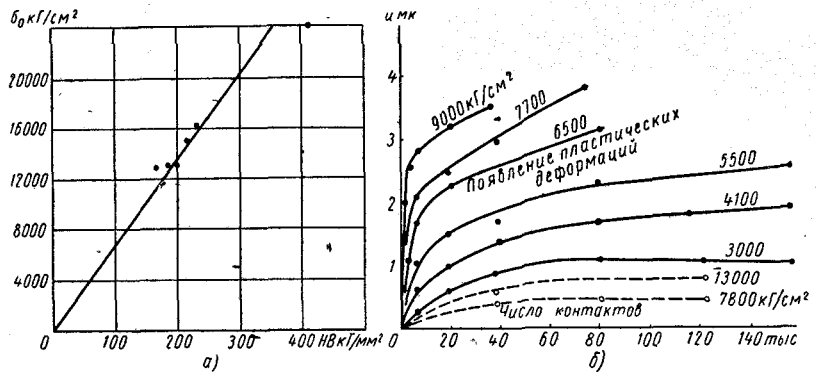


Рис. 42. Зависимость предельного давления σ_0 на площадке контакта от твердости чугунного образца (*а*) и зависимость углубления *u* беговых дорожек образцов от числа контактов с роликами и наибольших давлений на площадке контакта (*б*).

Сплошные линии для чугуна I класса (*HB* 190—219), пунктирные — для закаленной стали (*HRC* 60)

была учтена неравномерность распределения нагрузки между телами качения вследствие возможных неточностей изготовления направляющих и тел качения.

С учетом типовых неточностей изготовления в направляющих допустимы следующие номинальные давления по Герцу: для стальных направляющих шариковых (*HRC* 58—62) 18 000 *кГ/см²*, роликовых 10 000—12 000 *кГ/см²*, для чугунных направляющих (*HB* 200) шариковых 4500 *кГ/см²*, роликовых 2500—3000 *кГ/см²*. Нижние значения для направляющих с длинными роликами, верхние — с короткими. По этим значениям номинальных давлений вычислены допустимые значения K (см. табл. 8).

РАСЧЕТ НА ЖЕСТКОСТЬ

В направляющих при центральном нагружении (при отсутствии начальной нагрузки) имеют место нелинейные зависимости между упругими перемещениями δ и нагрузкой q (рис. 43, *а*). Нелинейность характеристики связана в основном с неравномерностью нагружения тел качения вследствие неточностей изготовления и имеет место даже в том случае, когда для контакта отдельных тел качения соблюдается линейная зависимость (в роликовых направляющих).

При техническом расчете на жесткость в основу расчета положена линейная зависимость между упругими перемещениями δ и нагрузкой:

для роликовых направляющих

$$\delta = c_p q \ мк;$$

для шариковых направляющих

$$\delta = c_ш P \ мк,$$

где q — нагрузка на единицу длины ролика в *кГ/см*; P — сила на один шарик в *кГ*; c_p и $c_ш$ — коэффициенты податливости в *мк·см/кГ* и *мк/кГ* соответственно. (Под q и P понимаются нагрузки по нормали к плоскости грани направляющей).

Линейная зависимость принята на основе следующих соображений:

1. В направляющих всегда имеется начальная нагрузка (от веса или предварительного натяга). Внешние силы, как правило, значительно меньше начальной нагрузки. При этом с достаточной степенью точности нелинейную зависимость упругого перемещения от нагрузки можно

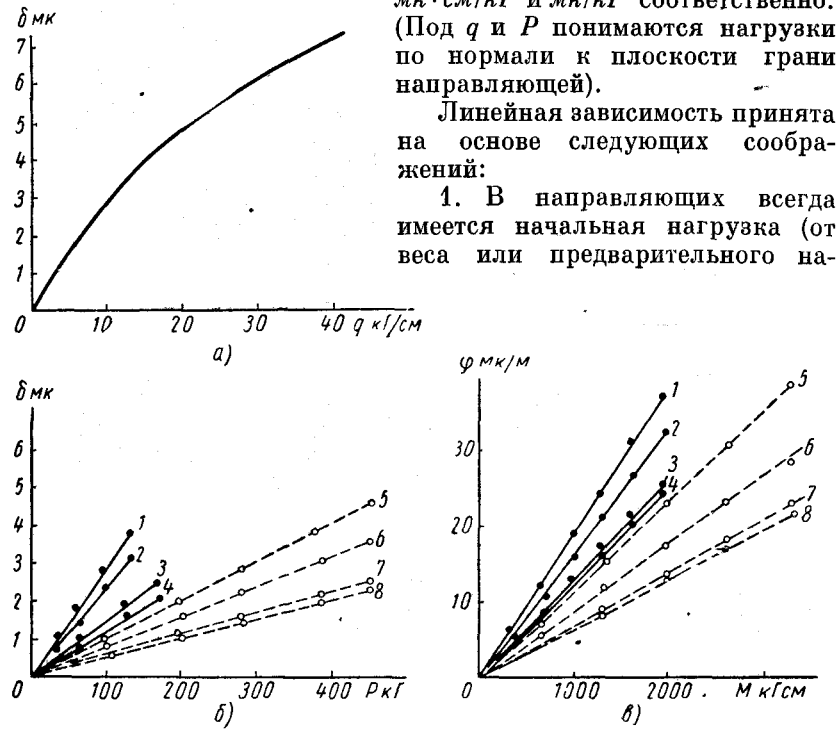


Рис. 43. Зависимость упругих перемещений от нагрузки для направляющих качения:

а — без предварительного натяга при центральном нагружении (начальная нагрузка от веса на единицу длины ролика 3 *кГ/см*); *б* — с предварительным натягом при нагружении центральной горизонтальной силой; *в* — то же, при нагружении моментом (сплошные линии — шариковые направляющие, пунктирные — роликовые с крестовой роликовой цепью); *1* — натяг $\delta_н = 0$; *2* — 2,5 *мк*; *3* — 5,5 *мк*; *4* — 8,5 *мк*; *5* — 2 *мк*; *6* — 5 *мк*; *7* — 10 *мк*; *8* — 12 *мк*

заменить линейной, причем тангенс угла наклона прямой в координатах упругое перемещение — нагрузка равен значению производной от точной зависимости в точке, соответствующей начальной нагрузке. Многочисленные эксперименты показывают, что при существенной начальной нагрузке зависимость между перемещением δ и силой P линейна (рис. 43, *б*).

2. В направляющих станков в преобладающем большинстве случаев имеет место эксцентричное нагружение. Центральное нагружение имеет место в крайне редких случаях. При эксцентричном нагружении даже без начальной нагрузки от веса или натяга зависимость между моментом M и углом поворота φ близка к линейной (рис. 43, *в*).

Принятое допущение с точки зрения расчета, как и для направляющих скольжения, является наиболее простым и, повидимому, единственным, при котором возможен технический расчет направляющих. В соответствии с изложенным выше коэффициенты c_p и $c_ш$ вычислены по следующим зависимостям:

для роликовых направляющих

$$c_p = \frac{d\delta}{dq} \quad \text{при} \quad \delta = \delta_н \quad \text{или} \quad q = q_н;$$

для шариковых направляющих

$$c_ш = \frac{d\delta}{dP} \quad \text{при} \quad \delta = \delta_н \quad \text{или} \quad P = P_0,$$

где $\delta_н$ — натяг (сближение плоскостей), измеренный по нормали к плоскости направляющих; $q_н$ или P_0 — начальные нагрузки (от веса или натяга); $\frac{d\delta}{dq}$, $\frac{d\delta}{dP}$ — производные зависимостей, приведенных на стр. 400—401.

На рис. 44 приведены графики для определения коэффициентов c_p и $c_ш$ в зависимости от натяга $\delta_н$ по нормали к плоскости грани, а на рис. 45 — в зависимости от начальной погонной нагрузки $q_н$ (для роликовых направляющих) или начальной силы P_0 на один шарик (для шариковых направляющих). Первые зависимости удобнее использовать для направляющих с натягом, когда задана величина предварительного натяга $\delta_н$, а вторые для направляющих без натяга, когда задана начальная нагрузка от веса $q_н$ или P_0. Графики построены для двух групп станков особо высокой точности и прецизионных, в которых направляющие притираются до получения высокой точности, и станков нормальной точности, в которых направляющие шлифуются на точных станках. При пониженном качестве изготовления значения c_p и $c_ш$ могут быть значительно выше (до 2—3 раз) и вычисляются по формулам, приведенным выше.

Упругие перемещения при любом сложном виде нагружения можно представить как сумму перемещений точки начала

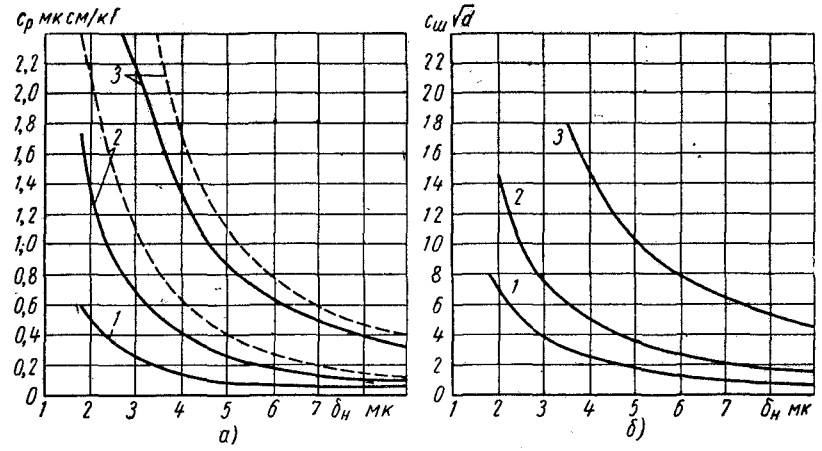


Рис. 44. Расчетные значения коэффициентов податливости c_p и $c_ш$ для направляющих с натягом:

а — роликовых; *б* — шариковых; *1* — короткие стальные направляющие высокой точности, ($\Delta' = 2$ *мк*, $\Delta'' = 5$ *мк*); *2* — короткие стальные направляющие нормальной точности ($\Delta'' = 10$ *мк*); *3* — длинные стальные направляющие нормальной точности ($\Delta'' = 30$ *мк*). Сплошные линии для коротких роликов ($\Delta' = 3$ *мк*), пунктирные — для длинных ($\Delta' = 5$ *мк*)

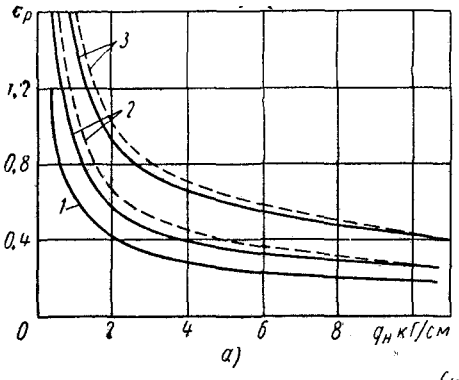
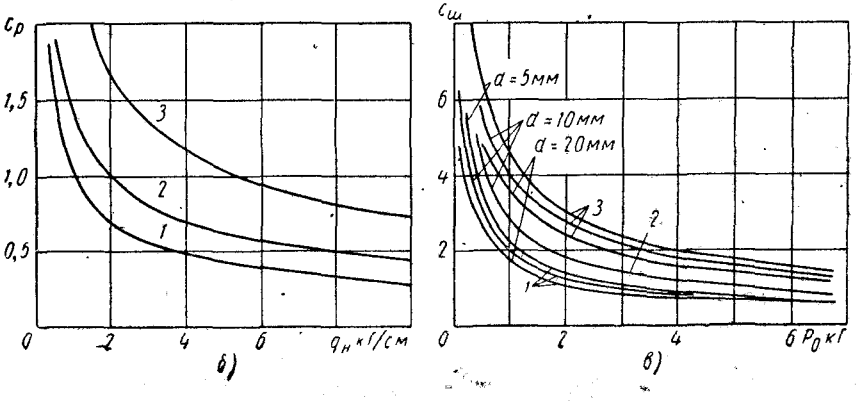


Рис. 45. Расчетные значения коэффициентов податливости c_p и $c_ш$ (при нормальной точности изготовления):

а — для стальных роликовых направляющих; *б* — для чугунных роликовых направляющих; *в* — для шариковых направляющих (*d* — диаметр шариков); *1* — короткие стальные направляющие высокой точности ($\Delta' = 2$ *мк*, $\Delta'' = 5$ *мк*); *2* — короткие стальные направляющие нормальной точности ($\Delta'' = 10$ *мк*); *3* — длинные стальные направляющие нормальной точности ($\Delta'' = 30$ *мк*). Сплошные линии — для коротких роликов, пунктирные — для длинных



координат по координатным осям δ_{y_0} и δ_{z_0} и сумму углов поворота φ_x, φ_y, φ_z относительно координатных осей x, y, z.

Эти перемещения определяются по следующим формулам:

для роликовых направляющих

$$\delta_{y_0} = \frac{P_y (c_p t)}{\varepsilon L b_y} \text{ мк}; \quad \delta_{z_0} = \frac{P_z (c_p t)}{\varepsilon L b_z} \text{ мк};$$

$$\varphi_x = \frac{M_x (c_p t)}{\varepsilon J_x} \text{ мк/см}; \quad \varphi_y = \frac{M_y (c_p t)}{\varepsilon J_y} \text{ мк/см}; \quad \varphi_z = \frac{M_z (c_p t)}{\varepsilon J_z} \text{ мк/см};$$

для шариковых направляющих

$$\delta_{y_0} = \frac{P_y (c_ш t)}{\varepsilon L} \text{ мк}; \quad \delta_{z_0} = \frac{P_z (c_ш t)}{\varepsilon L} \text{ мк};$$

$$\varphi_x = \frac{M_x (c_ш t)}{\varepsilon J_x} \text{ мк/см}; \quad \varphi_y = \frac{M_y (c_ш t)}{\varepsilon J_y} \text{ мк/см}; \quad \varphi_z = \frac{M_z (c_ш t)}{\varepsilon J_z} \text{ мк/см},$$

где P_y, P_z составляющие внешней нагрузки по осям y и z в *кГ*; M_x, M_y, M_z — моменты внешних сил относительно осей координат в *кГ·см*; t — расстояние между соседними телами качения (шаг) в *см*; L — расчетная длина направляющих в *см*; при равномерном расположении направляющих по всей длине $L = zt$, при расположении двумя группами по концам $L = L_1 + t$; z — число тел качения на одной направляющей; L_1 — расстояние между осями крайних роликов (шариков) в *см*; b_y, b_z — приведенная длина роликов в *см*; J_x, J_y, J_z — приведенный момент инерции площади направляющих в $см^4$; l — расстояние между направляющими в *см*; ε — коэффициент, учитывающий распределение тел качения не по всей длине направляющих: для определения δ_y, δ_z и φ_x $\varepsilon = 1 - \frac{L_0}{L}$ (где $L_0 = L_2 - t$); для определения φ_y и φ_z $\varepsilon = 1 - \left(\frac{L_0}{L}\right)^3$.

Произведения $c_p t$, $c_ш t$ представляют собой условные коэффициенты контактной податливости; c_p и $c_ш$ определяются по графикам рис. 44 и 45.

Для роликовых направляющих $J_x = \frac{b_{np} L l^2}{2}$; $J_y = \frac{b_z L^3}{12}$; $J_z = \frac{b_y L^3}{12}$.

Значения приведенной длины b_y, b_z, b_{np} роликов и моментов инерции J_x, J_y, J_z для направляющих наиболее распространенных форм приведены в табл. 7.

Упругие смещения в любой точке с координатами x, y, z, вызванные упругими деформациями в направляющих, могут быть определены по формулам:

$$\delta_x = \varphi_y z + \varphi_z y;$$
$$\delta_y = \delta_{y_0} + \varphi_x z + \varphi_z x;$$
$$\delta_z = \delta_{z_0} + \varphi_y x + \varphi_x y,$$

где δ_x, δ_y, δ_z — упругие перемещения в направлении осей x, y, z соответственно. В формулах знаки слагаемых выбирают в соответствии с направлением нагрузок и знаками координат.

На рис. 46 приведено сравнение результатов расчетов угловых деформаций φ в направляющих с экспериментальными данными.

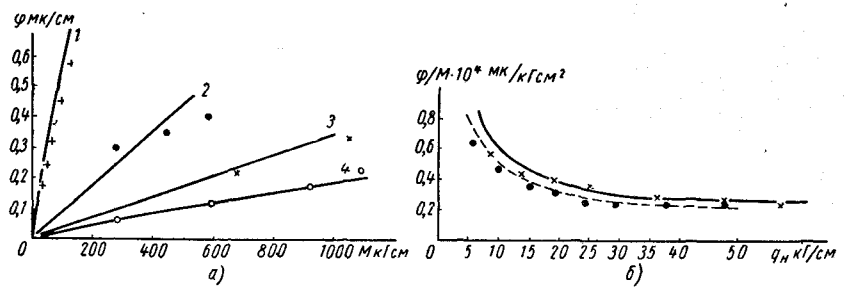


Рис. 46. Сравнение расчетных и экспериментальных значений углов наклона φ в направляющих качения при нагружении моментом M. Линиями нанесены расчетные зависимости, точками — экспериментальные данные:

а — на моделях направляющих; *б* — на натурном стенде (крестик и сплошная линия — для $d = 7{,}07$ *мм*, точка и пунктирная линия для $d = 11{,}3$ *мм*). На рис. 46, *а* кривая *1* — для шариковых направляющих; *2* — роликовых шабреных; *3* — роликовых шлифованных с короткими роликами; *4* — то же, с длинными роликами

Значения c_p определяли по реальным значениям погрешностей изготовления. Как видно по графикам, расчеты хорошо согласуются с экспериментальными данными.

РАСЧЕТ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПО УСТАЛОСТИ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ

Для направляющих, работающих в условиях высоких нагрузок и скоростей, проверочный расчет ведут на долговечность по усталости. Расчет принципиально не отличается от расчета подшипников качения.

Допустимая нагрузка P или срок службы T могут быть вычислены из основного уравнения выносливости

$$P^3N = P_б^3 N_б,$$

где N — число циклов нагруженной направляющей в расчетном сечении за весь срок службы направляющей T,

$$N = 60Tnc, \quad \text{или} \quad N = \frac{S}{2t},$$

где n — число ходов в минуту; $c = \frac{H}{2t}$ — число контактов за один ход; t — шаг тел качения в *см*; H — длина хода в *см*; S — суммарный путь каретки (стола) за все время службы в *см*; P_o — нагрузка, вызывающая напряжения на площадке контакта,

равные пределу выносливости при базовом числе циклов $N_б$. Обычно принимается $N_б = 10^7$.

Нагрузка $P_б$, согласно формулам Герца, связана с напряжениями σ_0 следующими зависимостями (для стальных закаленных направляющих);

для шариковых

$$P_б = \left(\frac{\sigma_0}{10\,000}\right)^3 d^2 \ кГ;$$

для роликовых

$$P_б = \left(\frac{\sigma_0}{850}\right)^2 bd \ кГ,$$

где d — диаметр шарика или ролика в *см*; b — длина ролика в *см*.

Обычно для роликов принимается $\sigma_0 = 23\,000$ *кГ/см²* и для шариков 33 000—35 000 *кГ/см²* (при *HRC* 60). Под P понимается нагрузка на наиболее нагруженное тело качения с учетом неравномерности распределения нагрузок из-за погрешностей изготовления направляющих и тел качения.

РАСЧЕТ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ

Трение в направляющих качения слагается из: 1) собственно трения качения; 2) трения вследствие разности скоростей на площадке касания; 3) трения тел качения о сепаратор; 4) вязкого трения, связанного с наличием масла.

Силу трения в направляющих качения, как и в подшипниках качения, можно представить состоящей из двух составляющих: силы трения при отсутствии нагрузки и силы трения, пропорциональной нагрузке. Первая составляющая определяется трением тел качения о сепаратор и вязким трением; вторая составляющая определяется в основном собственно трением качения и трением от разности скоростей на площадке касания.

В соответствии с этим сила трения T на одной грани направляющей

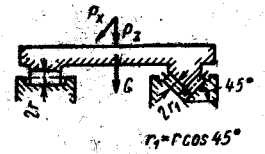
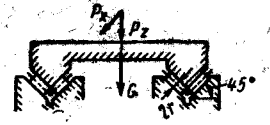
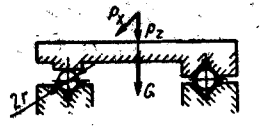
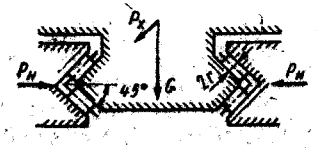
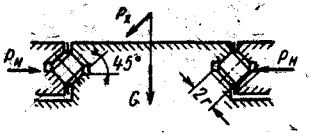
$$T = T_0 + \frac{f_к}{r} P_1 \ кГ,$$

где T_0 — начальная сила трения на одной направляющей в *кГ*; $f_к$ — коэффициент трения качения в *см*; r — радиус тела качения (шарика или ролика) в *см*; P_1 — нормальная нагрузка на одну направляющую.

В общем случае нагружения системы направляющих суммарная сила трения определяется суммированием сил трения на всех гранях направляющих под действием реакций на каждую грань. Тяговое усилие определяется как сумма сил подачи P_x и суммарной силы трения T. Однако ввиду малости трения в направляющих качения целесообразно определять тяговое усилие по упро-

Таблица 9

Определение тягового усилия

Схема направляющих	$r_{пр}$ в см	Тяговое усилие Q
	$\frac{r}{1,5}$	$P_x+3T_0+\frac{1,5}{r}f_пP$ $P=P_z+G$
	$\frac{r}{1,4}$	$P_x+4T_0+\frac{1,4}{r}f_пP$
	$\frac{r}{1,5}$	$P_x+2T_0+\frac{1,5}{r}f_пP$
	$\frac{r}{2,8}$	$P_x+4T_0+\frac{2,8}{r}f_пP_н$
	$\frac{r}{2,8}$	$P_x+2T_0+\frac{2,8}{r}f_пP_н$

щенной схеме нагружения (табл. 9), учитывая только нормальные (для горизонтальных направляющих) силы P_z и вес G и усилие подачи P_x. Для направляющих, монтируемых с предварительным натягом, при расчете тягового усилия следует учитывать только силу предварительного нагружения $P_н$ и силу подачи P_x, так как нормальная нагрузка вызывает лишь перераспределение сил, воспринимаемых отдельными гранями направляющих; сила же трения, определяемая суммарной реакцией на все грани,

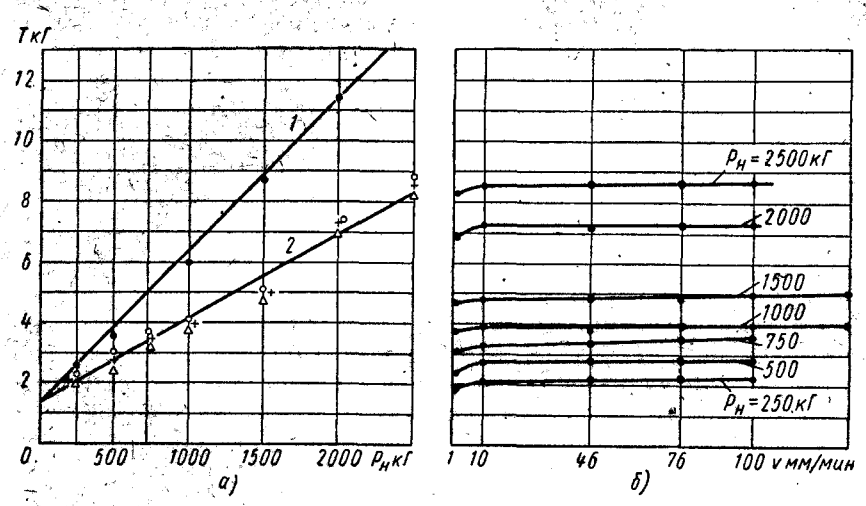


Рис. 47. Зависимость силы трения T в направляющих от нагрузки $P_н$ (*а*) и скорости движения v (*б*):

прямая *1* — для роликов диаметром 7 *мм*; *2* — для роликов диаметром 11,3 *мм*. Материал направляющих — закаленная сталь

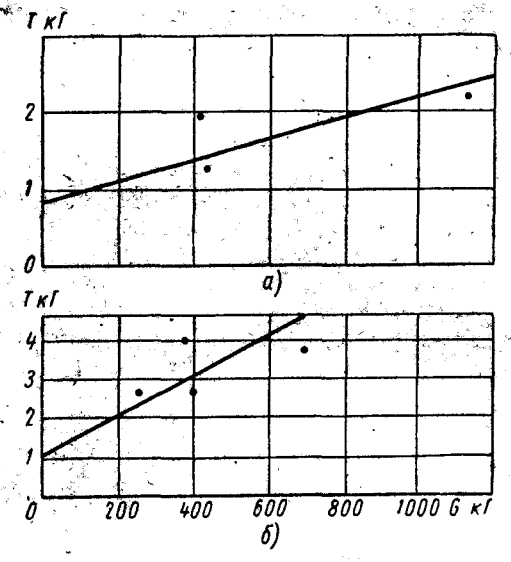


Рис. 48. Зависимость силы трения T от веса узла в направляющих качения станков. Точками нанесены экспериментальные данные (средние для каждой группы станков), линиями — расчетные зависимости:

а — стальные закаленные направляющие; *б* — чугунные направляющие ($r_{пр}$ = 0,5 ÷ 0,6 *см*, n = 3)

остается неизменной. При этом суммарную силу трения в плоскости направляющих можно вычислять по формуле

$$T = nT_0 + \frac{f_к}{r_{пр}} P,$$

где P — суммарная нормальная нагрузка на направляющих; n — число граней направляющих; T_0 — начальная сила трения на одной грани направляющих в *кГ*; $r_{пр}$ — приведенный к одной плоскости радиус тел качения в *см* (см. табл. 9).

Силы трения в направляющих качения определяли экспериментально на специальном стенде со стальными закаленными направляющими и на координатно-расточных станках с чугунными направляющими. Результаты экспериментов приведены на графиках рис. 47. На основе результатов измерений сил трения в направляющих качения (на стенде и станках) могут быть приняты следующие расчетные значения $f_к$ и T_0: для стальных направляющих, шариковых или роликовых $f_к = 0{,}001$ *см*, для чугунных $f_к = 0{,}0025$ *см*; для направляющих средних станков со штампованными сепараторами при трогании с места $T_0 = 0{,}5$ *кГ*, при движении $T_0 = 0{,}4$ *кГ*. Указанное значение T_0 можно принять и для сепараторов других конструкций. На рис. 48 приведены результаты измерения сил трения в направляющих некоторых станков. Сила T_0 существенно зависит от качества изготовления и пригонки сепараторов, особенно штампованного. Это, в частности, связано с возможной повышенной силой прижатия лепестков сепаратора к роликам и с касанием сепаратора направляющих.

РАСЧЕТ ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

В общем виде каретку с направляющими можно рассматривать как одномассовую систему с шестью степенями свободы (рис. 49, *а*). Каретку можно представить как массу, поддерживаемую сочетанием пружин, имеющих линейные K_x, K_y, K_z и угловые K_α, K_β, K_γ жесткости. Эти жесткости могут быть вычислены на основе разработанной методики расчета на жесткость (см. стр. 415). При этом согласно обозначениям на стр. 415

$$K_z = \frac{P_z}{\delta_{z_0}}, \quad K_x = \frac{P_x}{\delta_x}, \quad K_y = \frac{P_y}{\delta_{y_0}},$$

$$K_\alpha = \frac{M_y}{\varphi_y}; \quad K_\beta = \frac{M_x}{\varphi_x}, \quad K_\gamma = \frac{M_z}{\varphi_z},$$

где P_x, P_y, P_z — внешние силы, действующие в направлении осей, соответственно в *кГ*; δ_x, δ_{y_0}, δ_{z_0} — упругие перемещения вдоль этих осей в *см*; M_x, M_y, M_z — моменты сил относительно осей x, y, z соответственно в *кГ·см*; φ_x, φ_y, φ_z — углы поворота относительно осей x, y, z в результате упругих деформаций в направляющих в *рад*.

Здесь K_x — жесткость передачи винт — гайка (вместе с опорами) или другого привода.

В общем случае в такой системе возникают связанные колебания каретки по всем координатам.

В большинстве случаев узлы на направляющих качения имеют плоскость симметрии или с некоторым приближением могут рассматриваться как системы с плоскостью симметрии.

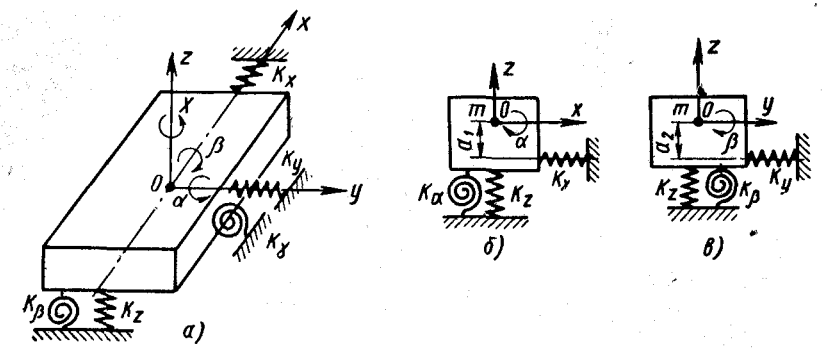


Рис. 49. Расчетные схемы для определения частоты собственных колебаний каретки на направляющих качения:

а — для общего случая; *б* и *в* — для систем с плоскостью симметрии

Уравнения колебаний для системы с одной плоскостью симметрии (рис. 49, *б* и *в*) записываются следующим образом (без учета затухания):

1) $mx'' + K_x(x - a_1\alpha) = P_x$;
2) $my'' + K_y(y - \beta a_2 + \gamma a_3) = P_y$;
3) $mz'' + K_z(z + \alpha a_3) = P_z$;
4) $I'_x\beta'' + K_\beta\beta + K_y(y - \beta a_2 + \gamma a_3)\,a_2 = M_x$;
5) $I'_y\alpha'' + K_\alpha\alpha + K_z(z + \alpha a_3)\,a_3 + K_x(x - \alpha a_1)\,a_1 = M_y$;
6) $I'_z\gamma'' + K_\gamma\gamma + K_y(y - \beta a_2 + \gamma a_3)\,a_3 = M_z$.

Здесь x, y, z — линейные перемещения по координатным осям в *см*; α, β, γ — угловые перемещения относительно осей y, x, z соответственно в *рад*; m — масса каретки в *кГсек²/см*; I'_x, I'_y, I'_z — моменты инерции массы каретки в *кГсмсек²*; a_1 — расстояние от центра тяжести каретки до оси винта в *см*; a_2 — расстояние от центра тяжести каретки до направляющих (по вертикали) в *см*; a_3 — расстояние от центра тяжести каретки до середины длины направляющих (по горизонтали) в *см*.

Для системы с плоскостью симметрии получаются две группы связанных между собой уравнений. Уравнения (1), (3), (5) связаны по координатам x, z, α, а уравнения (2), (4), (6) — по координатам y, β, γ. Между группами координат связи нет. Для определения

собственных частот связанных колебаний в каждом случае нужно решить кубическое характеристическое уравнение.

Если каретка имеет две плоскости симметрии, то задача сводится к плоской и система уравнений распадается на две пары уравнений, связанных по координатам x и α, y и β соответственно и два независимых уравнения по координатам γ и z.

После решения системы уравнений получаем выражение для частоты собственных колебаний в плоскости xoz:

$$f=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{K_\alpha}{I'_y}+\frac{K_x}{m}+\frac{K_x a_1^2}{I'_y}\right)\pm \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{K_\alpha}{I'_y}+\frac{K_x}{m}+\frac{K_x a_1^2}{I'_y}\right)^2-\frac{K_x}{m}\frac{K_\alpha}{I'_y}}}.$$

Аналогично для другой пары уравнений (в плоскости yoz):

$$f=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{K_\beta}{I'_x}+\frac{K_y}{m}+\frac{K_y a_2^2}{I'_x}\right)\pm \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{K_\beta}{I'_x}+\frac{K_y}{m}+\frac{K_y a_2^2}{I'_x}\right)^2-\frac{K_y}{m}\frac{K_\beta}{I'_x}}}.$$

По оси z

$$f=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_z}{m}}.$$

Относительно оси z

$$f=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_\gamma}{J'_z}}.$$

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ЗАВИСИМОСТИ В НАПРАВЛЯЮЩИХ С НАТЯГОМ

При расчете и проектировании направляющих необходимо знать смещения для получения натяга выбранной величины, а также соотношения между смещениями элементов направляющих. Знание перемещений важно для правильного выбора натяга и контроля его величины при сборке, а знание сил — для выбора размеров винтов и пружин. При проектировании направляющих надо задаться величиной оптимального натяга $\delta_н$ по нормали к граням направляющих (рекомендации по выбору $\delta_н$, см. гл. I) и по приведенным ниже формулам вычислить перемещение каретки при натяге и суммарную силу натяга $P_н$.

Перемещение каретки при натяге определяется по заданной величине $\delta_н$ из геометрических соотношений. Суммарная сила $P_н$ определяется из условий равновесия реакций отдельных граней при натяге. Зависимости между величиной натяга $\delta_н$ по нормали к направляющим и погонной нагрузкой $q_н$ на единицу длины

ролика (для роликовых направляющих) или нагрузкой P_0 на один шарик (для шариковых направляющих) приведены на графиках рис. 50. Графики получены из теоретического рассмотрения деформаций в направляющих с учетом возможных погрешностей изготовления направляющих и тел качения (подробнее см. стр. 401). При этом в формулах принято $q = q_н$, $P = P_0$, $\delta = \delta_н$.

При создании натяга подвижная деталь (стол, каретка и т. п.) занимает такое положение относительно неподвижной детали, при котором нагрузки на подвижную деталь, передаваемые через отдельные направляющие, находятся в равновесии. Определим соотношения между отдельными перемещениями и распределение сил от натяга на примере нескольких форм направляющих. Примем следующие основные обозначения:

$P_н$ — суммарная сила всех винтов по всей длине направляющих (рис. 51) в *кГ*; P_1, P_2, P_3 — реакции от сил натяга, воспринимаемые отдельными направляющими, в *кГ*; $q_н$ — погонная нагрузка на единицу длины ролика от сил натяга в *кГ/см*; b — длина роликов в *см*; z — число тел качения на одной направляющей; P_0 — нагрузка на один шарик по нормали к направляющим в *кГ*; $\delta_н$ — натяг между основными направляющими по нормали к плоскости направляющих, равный сближению сопрягаемых направляющих, в *мк*; $\delta'_н$ — натяг между вспомогательной направляющей и планкой в *мк*; δ_{1-2} — сближение деталей *1* и *2* в результате создания натяга в *мк*; δ_{1-3} — сближение деталей *1* и *3* в *мк*; δ_{2-3} — сближение деталей *2* и *3* в *мк*; $\delta = \delta_{1-2}$ —

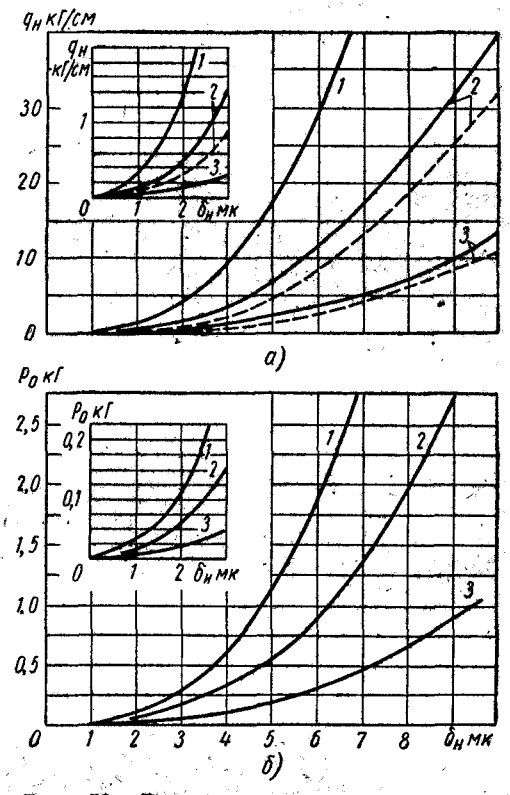


Рис. 50. Расчетные зависимости нагрузок P_0 и $q_н$ предварительного натяга от величины перемещения $\delta_н$ (по нормали к плоскости направляющих):

а — для роликовых направляющих; *б* — для шариковых; *1* — короткие направляющие высокой точности ($\Delta' = 2$ *мк*, $\Delta'' = 5$ *мк*); *2* — короткие нормальной точности ($\Delta'' = 10$ *мк*); *3* — длинные нормальной точности ($\Delta'' = 30$ *мк*). Сплошные линии — для коротких роликов ($\Delta' = 3$ *мк*), штриховые — для длинных ($\Delta' = 5$ *мк*)

разность размеров охватываемой и охватывающей детали — суммарной натяг (с учетом размера роликов или шариков) в *мк*. (Ниже для всех направляющих цифрой *1* обозначена основная охватывающая деталь, *2* — планка, притягиваемая к ней винтами, *3* — охватываемая деталь); $\delta_0 = \delta_{1-3}$ — смещение подвижной (охватываемой) детали.

а) *Направляющие с натягом за счет разности размеров сопрягаемых деталей.* Для направляющих этой группы необходимо

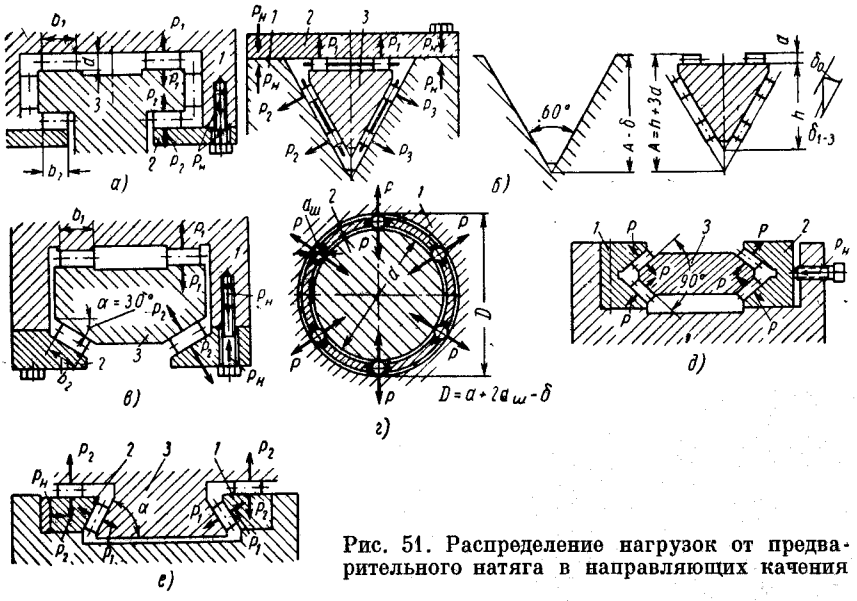


Рис. 51. Распределение нагрузок от предварительного натяга в направляющих качения

знать зависимость между величиной суммарного натяга δ и величиной сближения двух сопрягаемых направляющих $\delta_н$, а также величину суммарной силы натяга $P_н$.

Для направляющих прямоугольной формы (рис. 51, *а*) эти зависимости определяются простейшим образом. Если длина и число роликов на основных и вспомогательных гранях равны, то суммарный натяг и нагрузка на роликах равны

$$\delta = 2\delta_н, \quad P_1 = P_2 = q_н bz,$$

где $\delta_н$ — натяг на каждой горизонтальной направляющей; P_1, P_2 — реакции горизонтальных граней; $q_н$ — погонная нагрузка, определяемая по графику рис. 50 в зависимости от выбранного значения $\delta_н$.

Суммарная сила затяжки винтов без учета отгибания планки $P_н = P_1$. Практически сила $P_н$ несколько больше P_1. Если же длина и число роликов на основных и вспомогательных гранях

не одинаковы, то по выбранной величине $\delta_н$ натяга на основной грани определяем с помощью графика рис. 50 соответствующее ему значение погонной нагрузки $q_н$. Погонная нагрузка на роликах вспомогательной грани

$$q'_н = \frac{P_н}{b_2 z_2} = q_н \frac{b_1 z_1}{b_2 z_2}.$$

По графику находим соответствующее значение $\delta'_н$ натяга на вспомогательной грани. Суммарный натяг в направляющих δ, равный сближению деталей *1* и *2*, определяем как сумму натягов $\delta_н$ и $\delta'_н$. Для симметричных призматических направляющих (рис. 51, *б*) из условия равновесия охватываемой детали получаем $P_1 = P_2 = P_3 = P$, из условия равновесия охватывающей детали соответственно $P_1 = P_н = P$. Так как реакции всех граней одинаковы, то и натяг по нормали к плоскости направляющих на всех гранях одинаков и равен $\delta_н$.

Из геометрических соотношений определяем сближение деталей *1* и *3*:

$$\delta_{1-3} = \frac{\delta_н}{\sin 30°} = 2\delta_н.$$

Суммарный натяг в соединении, равный сближению деталей *1* и *2* при затяжке винтов:

$$\delta = \delta_{1-2} = \delta_н + \delta_{1-3} = 3\delta_н.$$

Суммарная сила затяжки винтов

$$P_н = P = q_н bz.$$

Величину $q_н$ определяем по графику, показанному на рис. 50, *а*, в зависимости от $\delta_н$.

Для направляющих, показанных на рис. 51, *в*, из условия равновесия корпуса охватывающей детали *1* можно записать, что $P_1 = P_н$, а из условия равновесия охватываемой детали *3*, что $P_2 = \frac{P_1}{\cos 30°}$. Задаваясь величиной натяга на горизонтальной грани, по графику рис. 50, *а* находим $q_н$ и вычисляем $P_н = q_н bz$. Погонная нагрузка на единицу длины ролика на наклонной грани $q'_н = q_н/\cos 30°$.

Соответственно по графику рис. 50, *а* находим величину натяга на наклонной грани $\delta'_н$. Суммарный натяг $\delta = \delta_{1-2} = \delta_н + \frac{\delta'_н}{\cos 30°}$. Принимая линейную зависимость между нагрузками и натягом, получаем приближенно

$$\delta'_н = \frac{\delta_н}{\cos 30°} = 1{,}16\delta_н, \quad \delta = 2{,}33\delta_н.$$

Для цилиндрических направляющих (рис. 51, *г*) суммарный натяг в соединении $\delta = 2\delta_н$. Суммарная сила натяга, действующая

на каждый ряд шариков, $P = P_0 z$, где P_0 — сила натяга на один шарик, определяемая по графику рис. 50, *б* в зависимости от выбранной величины натяга $\delta_н$.

б) *Направляющие с натягом, создаваемым регулировочной направляющей.* Для направляющих этой группы необходимо знать: 1) зависимость между величиной сближения подвижной каретки и неподвижного корпуса δ_0 и натягом по нормали к плоскости направляющих $\delta_н$ и 2) зависимость между силой нажатия нажимных винтов $P_н$ и смещением подвижного узла δ_0 в направлении действия этих винтов.

Для треугольных замкнутых направляющих (рис. 51, *д*) смещение подвижной детали *3* в процессе натяга

$$\delta_0 = \delta_{1-3} = \frac{\delta_н}{\cos 45^\circ} = 1{,}41\delta_н.$$

Сближение деталей *1* и *2* (суммарный натяг)

$$\delta = \delta_{1-2} = \frac{2\delta_н}{\cos 45^\circ} = 2{,}82\delta_н.$$

Суммарная сила нажатия винтов

$$P_н = \frac{P}{\cos 45^\circ} = 1{,}41P = 1{,}41 q_н b z.$$

Величину $q_н$ определяем по графику рис. 50. Эти же зависимости годятся для направляющих с крестовой роликовой ценью.

Для шариковых направляющих формулы для величины натяга те же. Суммарная сила нажатия винтов $P_н = 1{,}41\ P_0 z$, где P_0 — сила на один шарик, определяемая по графику рис. 50, *б*. Для направляющих по форме «ласточкина хвоста» (рис. 51, *е*) аналогичным образом из условия равновесия получаем

$$P_н = P_1 \sin 55^\circ = 0{,}82 q_н b z; \quad P_2 = P_1 \cos 55^\circ = 0{,}57 q_н b z.$$

Величину $q_н$ определяем по графику рис. 50. Натяг в горизонтальном направлении, приходящийся на одну сторону и равный сближению детали *3* и *1*:

$$\delta = \delta_{1-3} = \delta_н \operatorname{ctg} 55^\circ + \frac{\delta_н}{\sin 55^\circ} \approx 1{,}62\delta_н.$$

Аналогичным образом могут быть получены расчетные формулы и для любой другой формы направляющих.

При использовании для создания натяга гаечных ключей стандартной длины (в среднем расчетная длина ключа составляет $14d$, где d — наружный диаметр резьбы) сила натяга на одном винте составляет ориентировочно $70Q$, где Q — сила на ключе.

Глава III. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Ниже на основе экспериментальных и теоретических исследований приведены данные об основных свойствах направляющих качения в сравнении с направляющими скольжения. Основными характеристиками работоспособности направляющих качения являются: нагрузочная способность, жесткость, сопротивление движению, равномерность движения, точность и чувствительность установочных перемещений, демпфирующая способность.

Экспериментальное исследование было выполнено на специальном стенде, состоящем из нагрузочных устройств и плиты, на которой устанавливались испытуемые модели. Объектом испытания служили три пары сопрягаемых корпусных деталей (станин и кареток) со сменными накладными направляющими. При этом было исследовано девять вариантов направляющих (рис. 52).

Форма *1* представляет собой направляющие скольжения, форма *2* — направляющие качения без предварительного натяга, последние две формы — с натягом только в горизонтальном направлении, остальные — с натягом в двух направлениях. Размеры элементов направляющих были выбраны из условия равенства габаритных размеров и равенства размеров корпусных деталей, к которым крепятся направляющие. Все каретки и станины имели одинаковые габариты и большинство одинаковых размеров.

Собственная жесткость станин и кареток была высокой, и их собственные деформации пренебрежимо малы по сравнению с контактными деформациями в направляющих. Направляющие и корпусные детали были изготовлены с высокой точностью: непрямолинейность сторон направляющих не превышала 4—5 *мк*, а в большинстве случаев составляла 2—3 *мк*, разноразмерность тел качения в комплекте — 1 *мк*.

Жесткость измеряли при нагружении последовательно моментами в трех взаимно перпендикулярных плоскостях и центральной горизонтальной силой. Вынужденные колебания создавали центробежным вибратором. Поворотом вибратора осуществляли нагружение поочередно в двух направлениях — горизонтальном, параллельном направлению движения по направляющим, и перпендикулярном движению.

При возбуждении колебаний снимали резонансные кривые колебаний каретки и формы колебаний. Колебания измеряли как при движении каретки по направляющим, так и при неподвижной каретке. Амплитуду колебаний измеряли виброщупами с проволочными датчиками. Сопротивление движению в направляющих измеряли при движении от ведущей каретки через тяговый динамометр. Точность установочных перемещений определяли на специальной установке, состоящей из ведущей каретки, испытуемой

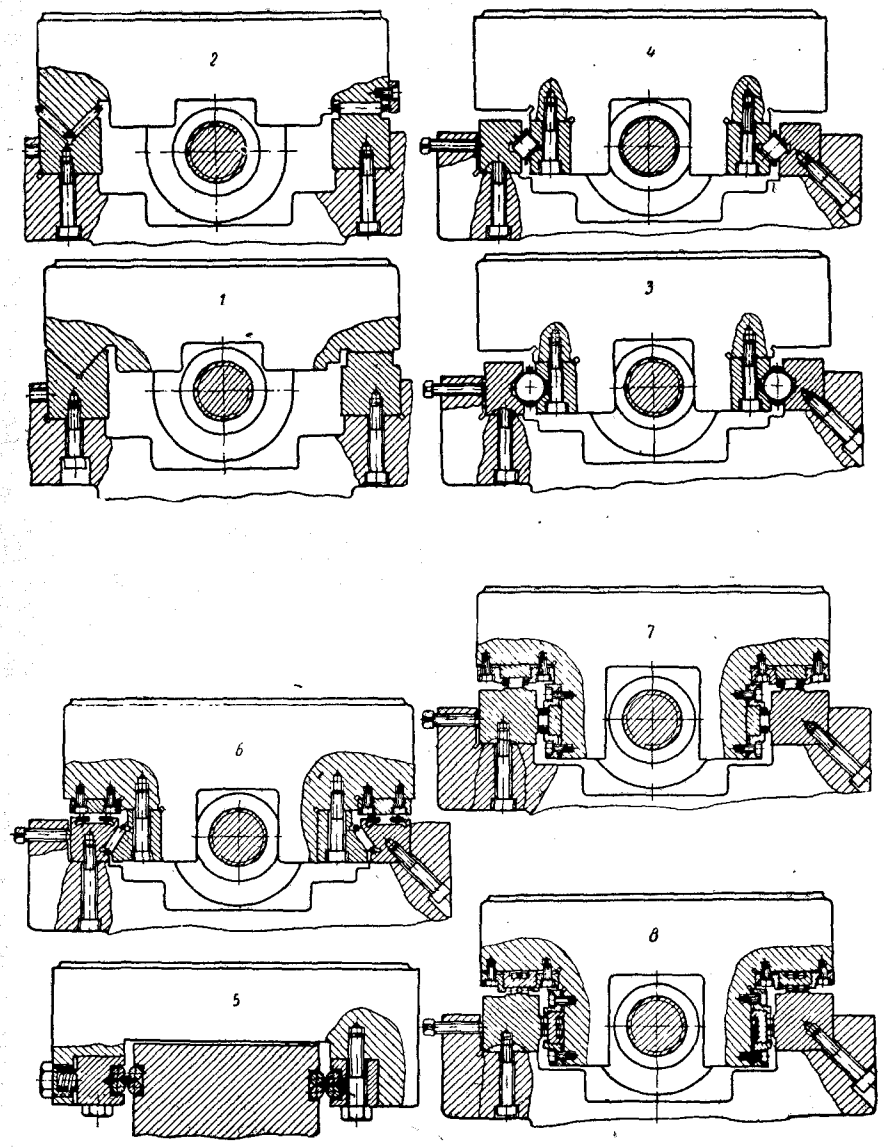


Рис. 52. Формы направляющих стенда:

1 — направляющие скольжения комбинированные из треугольной и плоской; *2* — направляющие качения той же формы (без натяга); *3* — шариковые со встречными призмами; *4* — с крестовой роликовой цепью (*а*) или крестообразно расположенными роликами двумя комплектами по концам (*б*); *5* — шариковые с рабочими элементами в виде прутков; *6* — роликовые по форме «ласточкина хвоста»; *7* — роликовые прямоугольные; *8*— роликовые прямоугольные с опорами Тюховей

каретки и пружины между ними, имитирующей жесткость привода. С помощью системы пружин ведущей каретке сообщали любые малые установочные перемещения и микрокаторами с ценой деления 0,2 *мк* измеряли изменение расстояния между ведущей и испытуемой кареткой.

НАГРУЗОЧНАЯ СПОСОБНОСТЬ

Нагрузочная способность направляющих качения зависит от размера направляющих, материала и термической обработки, твердости рабочих поверхностей, точности изготовления элементов направляющих. При нормальной точности изготовления роликовые стальные закаленные направляющие ($HRC \geqslant 60$) допускают нагрузки, отнесенные к площади $F_p = bd$ проекции ролика (b и d — длина и диаметр ролика), порядка 180—200 *кГ/см*^{2}, а чугунные (HB 200—220) — 20 *кГ/см*^{2} (см. табл. 8). Условное допускаемое давление, отнесенное к площади направляющей, приходящейся на один ролик, $F = bt$ (t — шаг) соответственно меньше в отношении $\frac{F_p}{F} = \frac{d}{t}$ и составляет в среднем 45—50 *кГ/см*^{2} для стальных закаленных направляющих и 4—5 *кГ/см*^{2} для чугунных. Для стальных направляющих с предварительным натягом при рекомендуемых величинах натяга условное допускаемое давление только от внешних сил составляет $(130 - 150)\frac{d}{t}$ и в среднем равно 30—40 *кГ/см*^{2}.

Таким образом, нагрузочная способность стальных закаленных роликовых направляющих выше нагрузочной способности направляющих скольжения (незакаленных), а чугунных роликовых направляющих несколько ниже. Нагрузочная способность шариковых направляющих значительно ниже, чем роликовых (при равных размерах направляющих в 20—30 раз). Соотношение между нагрузочной способностью роликов и шариков значительно больше, чем в подшипниках качения. Это объясняется тем, что в шариковых направляющих имеет место контакт шарика с плоскостью, а в подшипниках — с канавкой близкого радиуса. Шариковые направляющие допускают нагрузки на одно тело качения (в зависимости от диаметров шариков в пределах 5—20 *мм*), не более 1,5—24 *кГ* при стальных направляющих и не более 0,05—0,8 *кГ* при чугунных (с учетом реальных погрешностей изготовления).

ЖЕСТКОСТЬ

Жесткость направляющих качения зависит от точности изготовления направляющих и тел качения. С увеличением отклонений растет неравномерность нагружения тел качения и, как следствие, понижается жесткость. При создании предварительного

натяга жесткость направляющих по сравнению с жесткостью при нулевом натяге возрастает до 3 раз и более, причем наибольшее возрастание наблюдается в горизонтальной плоскости, в которой отсутствует первоначальный натяг от веса.

Жесткость роликовых направляющих лучших форм с предварительным натягом (при оптимальном натяге, см. гл. I) выше жесткости направляющих скольжения смешанного трения в направлении действия силы натяга в 10 раз и более, а в других направлениях в 3—5 раз. Жесткость треугольных замкнутых направляющих (шариковых и с крестовой роликовой цепью) выше жесткости направляющих скольжения в направлении действия силы натяга в 3—4 раза, а в других направлениях примерно одинакова.

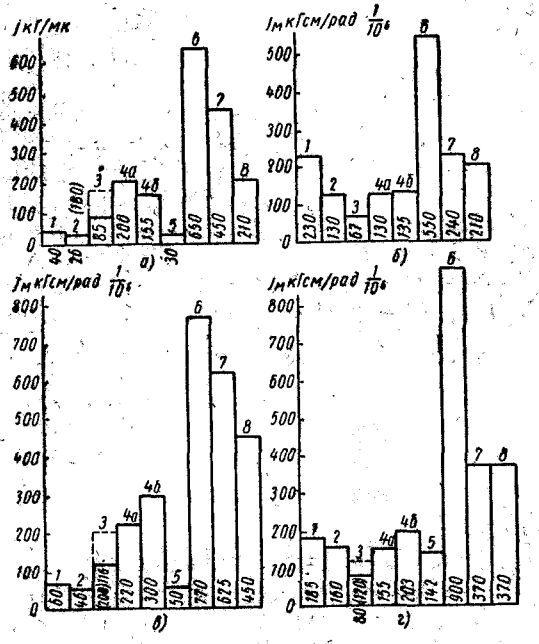


Рис. 53. Сравнение жесткости направляющих разных форм при разных видах нагружения (значения в скобках и пунктир для шариковых направляющих после выработки дорожек на направляющих):

а — нагружение центральной горизонтальной силой в плоскости направляющих; б — нагружение моментом в вертикальной поперечной плоскости; в — то же, в горизонтальной плоскости; г — то же, в вертикальной продольной плоскости (номерами обозначены формы направляющих по рис. 52)

Жесткость направляющих качения без предварительного натяга наиболее употребительной формы (треугольной и плоской) в среднем на 25—50% ниже жесткости направляющих скольжения такой же формы. Сравнение жесткости направляющих качения разных форм приведено на рис. 53 (j — жесткость при действии центральной силы, равная частному от деления силы на упругое перемещение; $j_м$ — жесткость при действии момента, равная частному от деления момента на упругий угол наклона). Наиболее жесткими из всех испытанных вариантов направляющих качения являются направляющие по форме «ласточкина хвоста» (форма *6*) и прямоугольные (форма *7*), см. рис. 52. При нагружении в горизонтальной плоскости обе эти формы имеют примерно одинаковую жесткость, при нагружении в вертикальной плоскости прямоугольные направляющие менее жестки, так как в них

создается предварительный натяг только в горизонтальном направлении.

Жесткость шариковых направляющих (форма *3*) ниже жесткости направляющих с роликовой цепью (форма *4*) в среднем в 2 раза. Сравнительно небольшая разница в жесткости объясняется следующим: а) диаметр роликов из условия равных габаритов был выбран меньше диаметра шариков в 1,4 раза; б) ролики контактируют с каждой гранью направляющих через один; в) длина контакта роликов из-за необходимости размещения сепараторов невелика и обычно составляет не более половины длины ролика.

После некоторого времени работы шариковых направляющих на них выработались дорожки, в результате чего жесткость направляющих повысилась (в 1,5—1,7 раза), так как первоначальный контакт в точке сменился контактом по площади. После выработки дорожек жесткость шариковых направляющих стала лишь немного меньше, чем направляющих с крестовой роликовой цепью (на 15—25%).

Жесткость направляющих с крестовой роликовой цепью (при нагружении моментом) примерно в 1,5 раза ниже, чем жесткость при расположении такого же количества роликов двумя группами по концам направляющих вплотную друг к другу (форма 4, *б*). Это объясняется тем, что у роликовой цепи сравнительно большой шаг роликов и значительная часть роликов, расположенных ближе к середине, мало участвует в восприятии момента. При нагружении центральной силой жесткость этих двух видов направляющих одинакова.

Жесткость направляющих с роликовыми опорами (форма *8*) при нагружении моментами близка к жесткости направляющих той же формы с роликами (в данном случае прямоугольных — форма *7*), а при нагружении центральной силой — значительно меньше (около 2 раз). Это объясняется тем, что вследствие малого шага роликов в опорах при действии момента ролики опор нагружаются более равномерно, чем в конструкциях с сепаратором.

Жесткость шабреных чугунных роликовых направляющих при больших начальных нагрузках от веса ниже жесткости стальных шлифованных направляющих в 1,5—2 раза, а при малых почти одинакова. Это связано с влиянием погрешностей изготовления, которые для шлифованных направляющих больше, чем для шабреных.

ТОЧНОСТЬ И ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ УСТАНОВОЧНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Точность установочных перемещений характеризуется погрешностью установки, чувствительность — порогом чувствительности. Под погрешностью установки понимается рассогласование

между движением задающего и исполнительного органа. Под порогом чувствительности установочного перемещения понимается минимальная величина перемещения задающего органа, соответствующая началу перемещения каретки. Обычно точность установочного перемещения оценивается по разбросу показаний при многократном перемещении каретки на заданную величину пути.

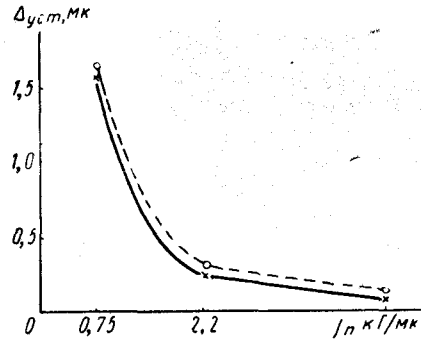


Рис. 54. Влияние предварительного натяга и жесткости j_n привода на погрешность $\Delta_{уст}$ установочного перемещения: сплошные линии — направляющие без натяга, штриховые — с натягом 5 и 8 *мк* (по нормали к плоскости направляющих)

Эксперименты на стенде показали, что направляющие качения позволяют осуществлять малые установочные перемещения с высокой точностью. При достаточно высокой жесткости привода (выше 3—4 *кГ/мк*) погрешность установки составляет 0,1—0,2 *мк* (рис. 54). При низкой жесткости привода точность установки понижается. Точность установочного перемещения мало изменяется с изменением величины предварительного натяга в рекомендуемых пределах. Порог чувствительности установочного перемещения зависит также от жесткости привода и при значительной жесткости привода измеряется десятыми долями микрона и менее. Значения наименьших перемещений задающего органа в *мк*, при которых начинается смещение исполнительного органа (порог чувствительности перемещения), по данным стендовых испытаний, приведены в табл. 10.

Таблица 10

Значения наименьших перемещений задающего органа в *мк*

Направляющие	При жесткости привода в *кГ/мк*			
	4,6	2,2	0,8	0,2
Стальные шлифованные:				
без натяга	0,1	0,1	0,6	4
с натягом 5 *мк*	0,1	0,1	0,6	—
Чугунные шабреные без натяга	0,1	0,1	0,4	—

Точность и чувствительность установочных перемещений узлов на направляющих скольжения зависят не только от веса узла и жесткости привода, но и от скорости движения. Для узлов с направляющими скольжения смешанного трения, в которых не

приняты специальные меры для снижения трения, погрешность установочного перемещения доходит до 10—20 *мк* и более. При применении антискачкового масла или гидроразгрузки погрешность установки может быть снижена до 2—5 *мк*.

Равномерность и плавность движения узлов на направляющих качения при правильной регулировке очень высокая. Практически ощутимых скачков узлов на направляющих качения не наблюдается. Скачкообразное движение узлов на направляющих качения имеет место лишь в случае чрезмерного натяга или очень низкого качества изготовления элементов направляющих.

СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ

Основным преимуществом направляющих качения является малая величина коэффициента трения, практически не зависящая от скорости. Потери на трение в направляющих качения слагаются из начальных потерь, вызванных трением тел качения о сепаратор, и нагрузочных потерь, пропорциональных нагрузке (см. рис. 47, *а*). Для большинства станков внешние нагрузки от процессов резания на направляющие качения невелики и потери определяются нагрузками от веса и натяга.

Сила трения в направляющих качения может быть вычислена (см. гл. II). Для узлов средних размеров на направляющих качения сила трения не превышает 2—5 *кГ* и условный коэффициент трения (отношение силы трения к весу) равен 0,005—0,01. Нижние значения — при большом весе, верхние — при малом. Сила трения в направляющих не зависит от скорости (см. рис. 47, *б*) и почти не зависит от вязкости смазки. Силы трения покоя и движения практически одинаковы. При трогании с места после длительной остановки сила трения возрастает на 15—20% за счет повышения начальных потерь, не зависящих от нагрузки.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Под динамическими характеристиками понимаются характеристики поведения узлов в условиях колебаний, в частности амплитудно-частотные характеристики, формы колебаний, декременты затухания. Эксперименты на стенде показали, что при создании предварительного натяга растет частота собственных колебаний и уменьшается амплитуда колебаний в резонансе. При рекомендуемых величинах натяга амплитуды колебаний в резонансе в 1,5—3 раза меньше, чем в направляющих качения без предварительного натяга. При больших возмущающих силах, перпендикулярных плоскости направляющих в направляющих без предварительного натяга, наблюдается отскок каретки (раскрытие стыка). В направляющих с натягом отскок невозможен.

Колебания в плоскости, *перпендикулярной направлению движения*, зависят в основном от жесткости направляющих. С увеличением жесткости направляющих уменьшается амплитуда и возрастает частота собственных колебаний. Амплитуды колебаний в резонансе кареток на направляющих качения с натягом близки к амплитудам колебаний кареток на направляющих скольжения, а частоты собственных колебаний значительно выше (рис. 55). Следовательно, при таком возбуждении с точки зрения виброустойчивости узлы на направляющих качения с натягом лучше, чем на направляющих скольжения.

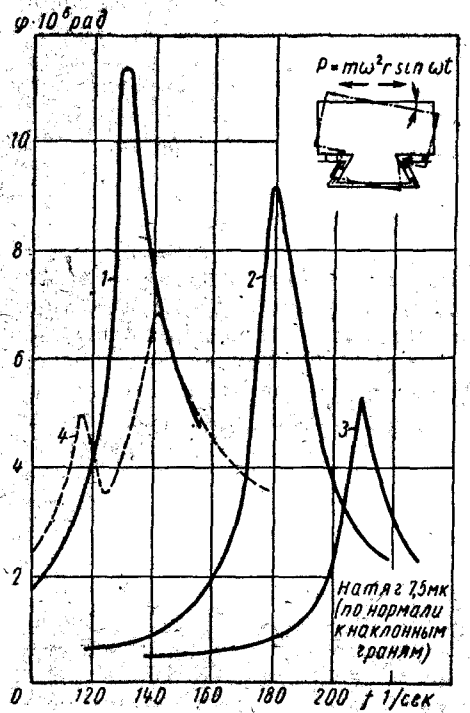


Рис. 55. Амплитуды φ угловых колебаний каретки в поперечной плоскости при возбуждении колебаний горизонтальной силой, перпендикулярной оси винта (дисбаланс 12,5 *гсм*);

сплошные линии — каретка с направляющими качения, штриховые — с направляющими скольжения; *f* — частота колебаний; *1* — направляющие без натяга (треугольная и плоская); *2* — то же, по форме «ласточкина хвоста»; *3* — направляющие с натягом по форме «ласточкина хвоста»; *4* — направляющая скольжения (треугольная и плоская)

Колебания *вдоль направляющих* в основном зависят от жесткости привода поступательного движения и зазоров в нем. С увеличением жесткости привода растет частота собственных колебаний и уменьшается амплитуда в резонансе. При одинаковой жесткости привода и отсутствии зазоров (выборке зазоров с помощью специальных устройств) амплитуды колебаний в резонансе кареток на направляющих качения при приводе винтом скольжения и качения близки между собой.

Амплитуды колебаний кареток на направляющих качения без предварительного натяга практически не зависят от скорости рабочего перемещения (рис. 56), амплитуды колебаний кареток с натягом при движении несколько возрастают по сравнению с амплитудами колебаний в покое. Амплитуды колебаний кареток на направляющих скольжения существенно зависят от скорости рабочего движения: в покое и при очень малых скоростях они много ниже, чем при значительных скоростях. Это связано с тем, что трение в направляющих оказывает заметное демпфирующее

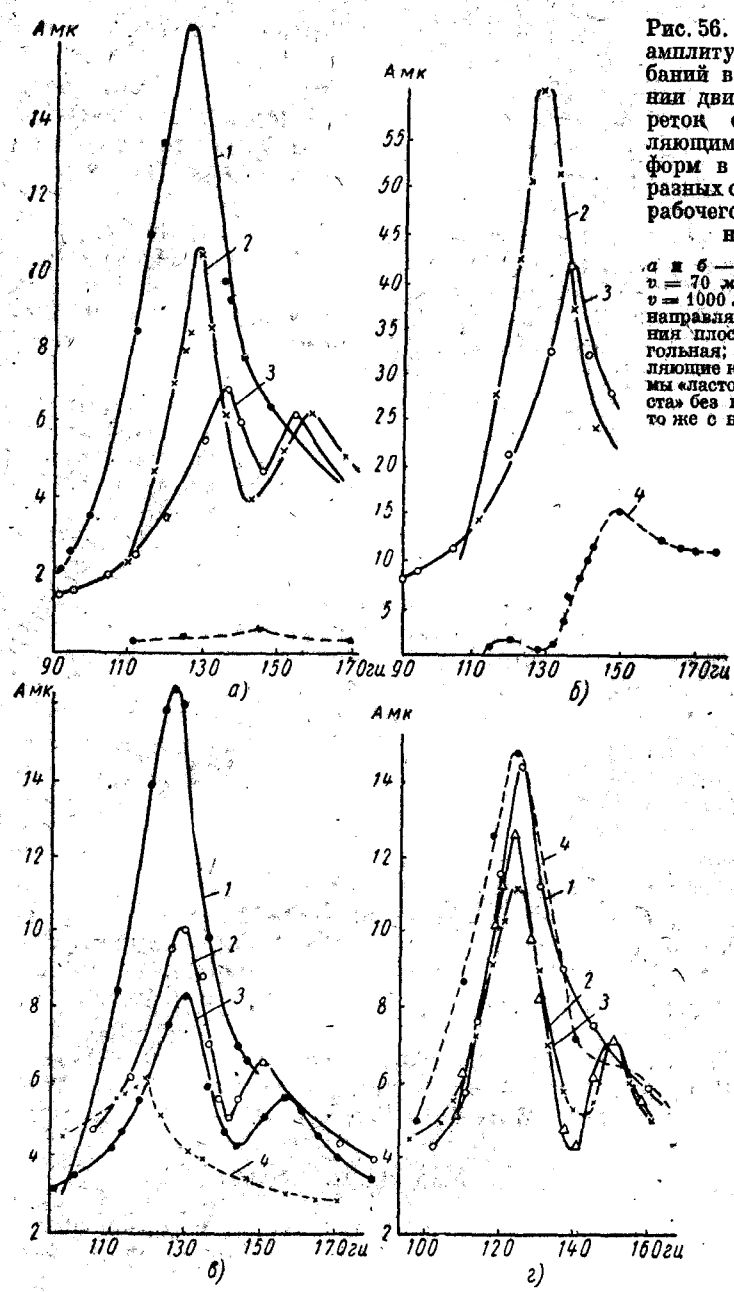


Рис. 56. Сравнение амплитуд *A* колебаний в направлении движения кареток с направляющими разных форм в условиях разных скоростей *v* рабочего движения:

а и *б* — *v* = 0; *в* — *v* = 70 *мм/мин*; *г* — *v* = 1000 *мм/мин*; *1* — направляющие качения плоская и треугольная; *2* — направляющие качения формы «ласточкина хвоста» без натяга; *3* — то же с натягом

7,5 *мк*; *4* — направляющие скольжения; *а*, *в*, *г* — дисбаланс 12,5 *гсм*; *б* — дисбаланс 60 *гсм* (возбуждающая сила больше силы трения в направляющих скольжения)

действие лишь в покое или при движении со скоростью, меньшей скорости колебаний [2]. Соотношение амплитуд колебаний вдоль оси винта кареток на направляющих качения и скольжения зависит от соотношения скорости колебаний (средней) и скорости рабочего перемещения по направляющим, а также от отношения возмущающей силы к силе трения на направляющих. С этой точки зрения можно рассматривать следующие случаи:

1. Постоянное движение по направляющим отсутствует, силы возбуждения малы и неспособны преодолеть силы трения в направляющих скольжения. Здесь имеют место только упругие колебания корпуса (без проскальзывания), и амплитуды колебаний кареток очень малы (многократно ниже, чем при направляющих качения, рис. 56, *а*).

2. Постоянное движение по направляющим отсутствует, силы возбуждения значительны и способны преодолеть силы трения в направляющих скольжения. Амплитуды колебаний кареток на направляющих скольжения существенно возрастают (рис. 56, *б*), и разница амплитуд колебаний кареток на направляющих качения и скольжения уменьшается, но все же остается значительной.

3. Движение по направляющим осуществляется с малой скоростью (меньшей, чем скорость колебаний). Такой случай может встречаться в направляющих шлифовальных бабок. Трение в направляющих оказывает демпфирующее действие тем большее, чем больше отношение скорости колебаний и скорости рабочих перемещений. Амплитуды колебаний кареток на направляющих скольжения несколько ниже, чем на направляющих качения (рис. 56, *в*). Для повышения демпфирования в направляющих в этих случаях целесообразно применять демпферы.

4. Движение по направляющим осуществляется со скоростью, большей скорости колебаний (достаточно распространенный случай). Трение в направляющих не оказывает сколько-нибудь существенного демпфирующего действия, так как суммарная сила трения имеет постоянное направление и амплитуды колебаний узлов с направляющими скольжения и качения одного порядка (рис. 56, *г*).

Относительное рассеяние энергии колебаний в направляющих качения, по экспериментальным данным, составляет: при колебаниях в плоскости, перпендикулярной направлению движения, 0,45—0,60, при колебаниях в направлении движения для кареток без предварительного натяга 0,4—0,5, с натягом 0,6—0,8.

ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ

В основном направляющие качения выходят из строя по следующим причинам: недостаточная защита направляющих и отсутствие качения роликов.

При хорошем качении роликов и совершенной защите направляющие качения работают много лет с ничтожным износом.

В ряде случаев на направляющих в течение 10—15 лет сохраняются следы механической обработки, что свидетельствует о весьма малом износе. В силу своих конструктивных особенностей направляющие качения больше, чем направляющие скольжения, подвержены загрязнению — в полость расположения тел качения легко попадают стружка, абразивная пыль, охлаждающая жидкость. Кроме того, направляющие качения больше, чем направляющие скольжения, чувствительны к загрязнению. Большое скопление шлама на направляющих препятствует правильной работе тел качения, в результате чего трение качения заменяется трением скольжения, что приводит к катастрофическому износу направляющих. При попадании на чугунные направляющие качения стружки имеют место сильные повреждения направляющих — появление глубоких порезов, вдавливания стружек. Тонко раскатанная стальная стружка остается на направляющих и приподнимает ролики. На роликах, как правило, местных повреждений не наблюдается.

При попадании абразивной пыли (в станках шлифовальной группы) наблюдается повышенный износ, а в случае большого загрязнения и малых ходов (в направляющих поперечной подачи) на направляющих вырабатываются лунки. На телах качения получается огранка. При попадании охлаждающей жидкости на направляющие качения шлифовальных станков возникают сильные повреждения направляющих от контактной коррозии.

Причиной проскальзывания тел качения обычно служит неправильная конструкция сепаратора или некачественное его изготовление. Сепаратор должен обеспечивать легкое вращение всех тел качения. Проскальзывание роликов в направляющих шлифовальных бабок наблюдалось из-за выполнения сепаратора в виде двух коротких секций на каждой направляющей. В отдельные моменты времени, вследствие неточности изготовления, бабка опиралась на три секции вместо четырех и одна секция под действием толчков и вибраций проскальзывала до упора. В дальнейшем при движении бабки трение качения заменялось трением скольжения, так как сепаратор не имел возможности перемещаться. Для предотвращения этого деффекта необходимо сепараторы на каждой направляющей выполнять в виде одной пластины.

Повышенный износ направляющих наблюдается при применении игл малого диаметра, так как сопротивление качению велико и имеет место проскальзывание игл, что приводит к образованию огранки и к добавочному сопротивлению качению.

ЛИТЕРАТУРА

1. Инструкция по старению чугунных станочных деталей Н58—1. М., ЭНИМС, 1964.

2. Кудинов В. А. Влияние трения в подвижных соединениях на демпфирование вынужденных колебаний. «Станки и инструмент», 1961, № 1.

3. Левина З. М., Решетов Д. Н. Исследование и расчет жесткости направляющих качения. «Станки и инструмент», 1961, № 11.
4. Левина З. М. Расчет направляющих качения и причины выхода их из строя. «Станки и инструмент», 1962, № 6.
5. Направляющие качения, ЭНИМС, М., ОНТИ, 1966.
6. Пономарев С. Д., Бидерман В. Л. и др. Расчеты на прочность в машиностроении, т. II, гл. IV. М., Машгиз, 1958.
7. Пуш В. Э. Направляющие качения металлорежущих станков. «Станки и инструмент», 1948, № 3.
8. Ривин Е. И. Некоторые вопросы расчета направляющих. Сб. «Исследования в области металлорежущих станков». Вып. 3.М., Машгиз, 1955.
9. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. Ч. II ОГИЗ, Гостехиздат, 1946.
10. Хохлов В. А. Направляющие качения новых отечественных внутришлифовальных станков. «Станки и инструмент», 1961, № 11.
11. Design Bearing Book issue, 1963, № 1—14.
12. Draht, 1961, № 12.
13. Industrie — Anzeiger, 1965, № 61.
14. Konstruction, heft 10, october, 1966.
15. La Machine outil francaise, 1960, 25, № 151. Экспресс-информация, серия РДМ, № 25, Реферат 314.
16. Machine Design, T—6, 1966.
17. Machinery L, 1960, 97, № 2490; 1955, 86, № 2219; 1956, № 2292. Экспресс-информация, серия СТС, 1960, № 44, Реферат 429.
18. Machine Shop 1964, 25, № 7. Экспресс-информация, серия АЛ и МС, 1964, № 38, Реферат 392.
19. Machinery L. 1958, 92, № 2375. Экспресс-информация, серия СТС—131, вып. 33, 1958; серия СТС—26, Вып. 7, 1958.
20. Machine Shop Magasine, 1963, 24, № 1.
21. Machinery N. J. v. 69, 1963, № 12, v. 71, 1964, № 1; v. 72, 1966, № 8 и № 10 Экспресс-информация, серия АЛ и МС, 1966, № 35; реф. 425 (пер. Машиностроение США, Т. 71, № 1, сент. 1964).
22. Mechanical World and Engineering Record, 1962, 142, № 3515. Экспресс-информация, серия ДМ, 1962, № 32, Реферат 205.
23. Technica (Suisse), 1961, 10, № 24. Экспресс-информация, серия МС и АЛ, 1962, № 6, Реферат 81.
24. Technische Rundschau, 1961, 53, № 37. Экспресс-информация, серия МС и АЛ, 1961, № 48, Реферат 709.
25. Tool and Manufacture Engineering, v. 50, № 5, 1963. Экспресс-информация, Серия ДМ, 1963, № 30. Реф. 162; 1965, 5, реф. 50—51.

РАЗДЕЛ IV

НЕСУЩИЕ СИСТЕМЫ СТАНКОВ

Глава I. КОНСТРУКЦИИ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ[1]

Несущая система станка образуется совокупностью элементов станка, через которые замыкаются силы, возникающие между инструментом и заготовкой в процессе резания. К элементам несущей системы, рассматриваемым в настоящем разделе, относятся станины и корпусные детали станков.[2]

Несущие системы станков должны обеспечивать и сохранять в течение срока службы станка возможность обработки с заданными режимами и требуемой точностью. Исходя из этого основными критериями работоспособности несущей системы являются жесткость, а также виброустойчивость в смысле обеспечения возможности устойчивой работы станка при заданных режимах и ограничения уровня амплитуд вынужденных колебаний допустимыми пределами.

Элементы несущей системы по весу составляют 80—85% от веса станка. Поэтому экономия металла в станкостроении наиболее эффективна в направлении снижения веса именно этих деталей, и вопросы расчета и оптимального конструирования несущих систем имеют первостепенное значение.

Рассматриваемые элементы несущих систем могут быть укрупненно разделены на следующие группы: 1) станины и основания; 2) корпусы шпиндельных бабок и коробок передач; 3) детали узлов для поддерживания и перемещения инструмента и изделия.

Все корпусные детали по форме можно разделить на: детали, у которых один габаритный размер значительно больше, чем два других (станины горизонтальные и вертикальные, поперечины, рукава, хоботы, ползуны); детали у которых два габаритных размера значительно больше, чем третий (плиты, плоские столы, суппорты); детали, у которых все три габаритных размера

[1] Настоящая глава построена в форме систематизации конструктивных особенностей основных элементов несущих систем. Приведенные рекомендации в значительной степени основаны на результатах расчетного и экспериментального анализа жесткости систем, проведенного по методикам, изложенным ниже.

[2] Направляющим и шпинделям посвящены специальные разделы.

имеют одинаковый порядок величин (консоли, коробки). Общая классификация элементов несущих систем приведена в разделе I.

Основные материалы станин и корпусных деталей — чугун или низкоуглеродистые стали. Наиболее распространены *чугунные литые корпусные детали* вследствие широких возможностей получения из чугуна требуемых (иногда весьма сложных) геометрических форм и относительно невысокой стоимости литых корпусных деталей при серийном изготовлении, в котором стоимость модельного комплекта раскладывается на значительное количество отливок.

В качестве материалов для литых станин и корпусных деталей [1] основное применение имеют:

а) для станин станков средних размеров с направляющими, выполненными за одно целое, для станин и других ответственных корпусных деталей прецизионных станков во избежание чрезмерных деформаций от остаточных напряжений — чугун I класса марки СЧ21-40 перлитной структуры или модифицированные чугуны марок СЧ 32-52 или СЧ 35-56;

б) для станин сложной конфигурации и станин тяжелых станков во избежание технологических трудностей при изготовлении отливок, а также для станин с привертными направляющими — чугун II класса марки СЧ 15-32 перлито-ферритной структуры;

в) для корпусов коробок скоростей, подач в связи с отсутствием поверхностей, систематически работающих на износ, преимущественно чугун марки СЧ 15-32;

г) для салазок, столов, планшайб выбор марки чугуна определяется условиями работы направляющих. Наиболее распространенный материал — чугун марки СЧ 15-32.

При конструировании литых корпусных деталей следует иметь в виду, что мероприятия по повышению общей и местной жесткости одновременно способствуют и получению качественной отливки, в частности, за счет уменьшения коробления. Подробнее о конструировании литых деталей см. в работе [3].

Стальные сварные корпусные детали преимущественно применяют при относительно простых формах в индивидуальном и мелкосерийном производстве, а также при очень больших и особенно ударных нагрузках. Для сварных станин и корпусных деталей преимущественно применяют сталь марок Ст. 3 или Ст. 4.

К достоинствам сварных конструкций по сравнению с литыми чугунными относятся: а) меньший вес вследствие большого модуля упругости стали, чем чугуна, и возможности применения более совершенных с точки зрения жесткости форм; б) меньшая трудоемкость механической обработки; в) возможность исправления дефектов конструкции; г) ускорение процесса производства. При одинаковых формах и габаритах сварных и литых станин одинаковая общая жесткость обеспечивается при толщине стенок сварных станин, примерно в 2 раза меньшей, чем литых.

[1] Выбор материала литых станин и корпусных деталей в значительной степени определяется работоспособностью направляющих. Подробно см. раздел II.

Местная жесткость пропорциональна третьей степени толщины стенок, поэтому в отношении местной жесткости сварная станина будет эквивалентна литой в том случае, если толщина стенок (без ребер) сварной станины будет меньше, чем литой, в 1,2—1,3 раза.

Сварные станины, у которых толщина стенок отличается от толщины стенок соответствующих литых станин меньше чем в 1,5 раза относятся к толстостенным. Толстостенные станины станков средних размеров обычно имеют толщину стенок около 10 *мм*. Такие станины наиболее просты в изготовлении, но в отношении экономии металла менее эффективны. Конструктивные формы толстостенных сварных станин принципиально тождественны формам литых.

К тонкостенным сварным станинам относят станины, у которых толщина стенок отличается от толщины стенок соответствующих литых более чем в 1,5—2 раза. Тонкостенные станины станков средних размеров имеют толщину стенок 3—6 *мм*. Они технологически сложнее, чем толстостенные, но позволяют получить максимальную экономию металла.

Технологические возможности изготовления сварных станин с замкнутым контуром сечения элементов и большим количеством сплошных перегородок обычно значительно шире, чем литых.

При конструировании сварных станин особое внимание уделяется обеспечению достаточной местной жесткости. Повышение местной жесткости сварных станин обеспечивается введением перегородок, ребер, косынок, т. е. элементов, уменьшающих деформируемую длину стенок и увеличивающих их приведенную толщину. Расстояние между перегородками и ребрами должно приниматься несколько меньшим, чем в соответствующих литых станинах (например, из условия обеспечения той же частоты собственных колебаний стенок расстояние между перегородками и ребрами в сварных конструкциях должно быть меньше, чем в литых, в $\sqrt{\frac{\delta_{ст}}{\delta_{чуг}}}\sqrt{\frac{E_{ст}}{E_{чуг}}}$ раз, здесь δ — толщина стенок, E — модуль упругости).

При выборе толщины стенок опасность потери устойчивости и увеличения шума (в результате колебаний стенок как диафрагм) можно не учитывать, так как напряжения в стенках сравнительно незначительны, а повышенный шум более рационально устранять не увеличением толщины стенок, а путем приварки ребер, введения рифлений на стенках, связей между серединами стенок и т. п. мероприятиями.

Демпфирующая способность сварных станин обычно близка к демпфирующей способности чугунных за счет повышенного рассеяния энергии в местах контакта сваренных элементов. В ряде случаев предусматривают специальные элементы, увеличивающие демпфирование [1], например специально привариваемые параллельные стенкам листы.

Важным при конструировании и изготовлении сварных станин и корпусных деталей является уменьшение сварочных деформаций, которое достигается в частности общим повышением жесткости конструкции. В этом отношении более надежными, обеспечивающими жесткость сварной конструкции, примерно эквивалентную жесткости цельной, являются стыковые или двусторонние угловые швы. Односторонние швы применяют только в малонагруженных соединениях, не определяющих жесткости системы. Толщину швов следует назначать минимально возможной.

СТАНИНЫ И ОСНОВАНИЯ

Горизонтальные станины

Горизонтальные станины выполняют на ножах, сплошными или рамными.

По условиям нагружения и деформирования горизонтальные станины разделяются на: а) станины токарных, револьверных, расточных и тому подобных станков, нагруженные пространственной нагрузкой в нескольких сечениях и испытывающие, помимо местных деформаций, изгиб и кручение; б) станины бесконсольных одностоечных, продольно-строгальных, продольно-фрезерных и т. п. станков, нагруженные пространственной уравновешенной нагрузкой в одном сечении и испытывающие, помимо местных деформаций, главным образом изгиб в вертикальной плоскости под действием сил веса.

Форма сечения станин определяется условиями жесткости, расположением направляющих, условиями удаления стружки и охлаждающей жидкости, условиями размещения в станинах резервуаров для охлаждающей жидкости и смазки. Основные типы сечений горизонтальных станин приведены на рис. 1.

Сечения по рис. 1, *а*—*г* применяют при необходимости отвода большого количества стружки и охлаждающей жидкости. Наименее жесткими являются станины с сечением из двух стенок

[1] В отношении демпфирующей способности оптимальными являются такие конструкции, в которых обеспечивается прижатие свариваемых элементов. Соответствующая плотность швов может быть достигнута предварительным деформированием свариваемых элементов; прижимом при сварке; соответствующим образом направленными температурными деформациями; таким технологическим процессом сварки, при котором сварочные деформации будут способствовать образованию плотных швов, и т. п.

(*а*), которые применяют главным образом в станинах на ножках токарных и револьверных станков с диаметром обработки до 400 *мм*. Станины с двойными стенками (*б*) обладают несколько более высокой жесткостью (на 30—40%) и применяются в многорезцовых и продукционных станках. Станины с наклонной стенкой (*г*) и отводом стружки через окна в задней стенке (*в*) применяют в токарных и револьверных станках с диаметром обработки 630—800 *мм*. Такие станины чаще выполняют сплошными. Часть станины под передней бабкой целесообразно выполнять с замкнутым контуром с окнами в нижней стенке, которые из

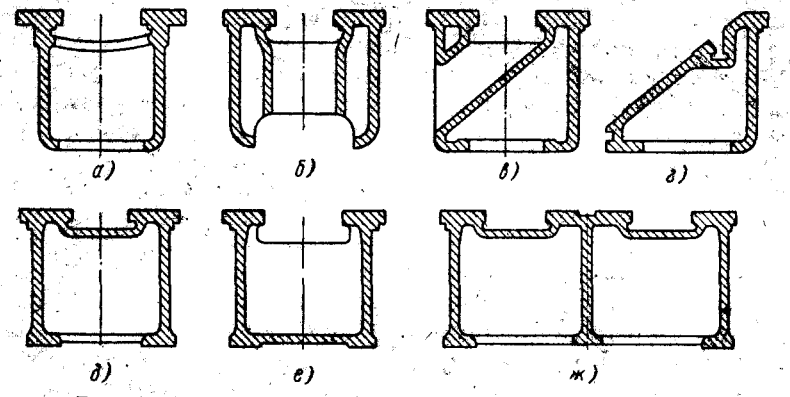


Рис. 1. Основные типы сечений горизонтальных станин

условий жесткости должны быть минимально возможных размеров.

Станины с замкнутым контуром сечения наиболее жесткие. В станках с нижним расположением суппортов на наклонной стенке конструкция суппорта сложнее и имеет худшее направление. С замкнутым контуром поперечного сечения выполняют обычно элементы рамных станин специализированных высокопроизводительных станков, станков с программным управлением. При этом вследствие верхнего расположения суппортов обеспечивается также удобный отвод стружки.

При отсутствии необходимости в отводе стружки применяют сечения по рис. 1, *д*. Верхнюю стенку можно выполнять наклонной для стока охлаждающей жидкости. В случае возможности попадания стружки между направляющими предусматриваются наклонные люки. Такие сечения применяют главным образом в небольших бесконсольных фрезерных, продольно-строгальных, продольно-фрезерных, долбежных, расточных и т. п. станках.

Сечения по рис. 1, *е* применяют при необходимости использования станины как резервуара для масла, при больших габаритах размещаемых в станине механизмов и при невозможности

попадания стружки между направляющими. Такие сечения применяют обычно в малонагруженных станках, например шлифовальных.

Сечения по рис. 1, *ж* применяют в станинах тяжелых станков (токарных, продольно-строгальных, продольно-фрезерных, расточных и т. п.). Количество стенок определяется числом направляющих, которое доходит до четырех-пяти, в зависимости от размера и количества суппортов. Станины особо тяжелых станков выполняют с двойными стенками. При возможности попадания стружки между направляющими предусматриваются наклонные люки, из которых стружка отводится через фундамент. Значительное повышение жесткости обеспечивается сплошным стальным листом, прикрепленным снизу.

Ширина сечений станин определяется размерами изготовляемых изделий, условиями жесткости и условиями хорошего направления суппортов и столов. Ширина станин, работающих в условиях изгиба в вертикальной плоскости (продольно-строгальных, продольно-фрезерных и т. п. станков), определяется главным образом размерами обрабатываемых заготовок. В станинах, нагруженных пространственной нагрузкой и испытывающих деформации кручения, ширина станины в значительной степени определяет жесткость (жесткость примерно пропорциональна квадрату ширины). Поэтому ширину таких станин (токарных, револьверных, расточных и т. п. станков) следует принимать максимально допустимой из конструктивных соотношений.

Высота сечений станин на ножках определяется условиями необходимой жесткости. Для токарных станков оптимальным является отношение высоты сечения к ширине, примерно равное единице. Для револьверных станков характерна работа с большими осевыми силами от сверл и влияние на точность обработки деформаций изгиба станин в вертикальной плоскости. Поэтому для станин револьверных станков на ножках отношение высоты сечения к ширине принимается равным 1,2—1,5.

Высота сечения сплошных станин определяется главным образом условием размещения обрабатываемой заготовки на наиболее удобном для наблюдения уровне. Сравнительно небольшую высоту имеют станины станков, в которых стол перемещается по двум взаимно-перпендикулярным направлениям, например станины бесконсольно-фрезерных, одностоечных координатно-расточных станков и др. В этом случае необходимая жесткость станины обеспечивается фундаментом, а в станках, устанавливаемых на три точки, за счет увеличения ширины станины, введения перегородок и увеличения толщины горизонтальных стенок станины.

Стенки. С увеличением толщины стенок жесткость и вес станины увеличиваются примерно пропорционально увеличению толщины. Влияние на жесткость габаритных размеров сечения

значительно больше. Поэтому оптимальной следует считать толщину стенок (и перегородок) минимально допустимую из технологических соображений, а требуемую жесткость обеспечивать соответствующим выбором размеров сечения и другими конструктивными факторами. В станинах из двух стенок с перегородками (см. рис. 1) стенки имеют Т- или П-образное сечение. В нижней части стенок, а также на уровне верхнего конца перегородок делают отбортовки, которые повышают жесткость стенок.

Весьма рациональным является сокращение деформируемой длины стенок и выполнение станин у задней ножки замкнутого сечения со сплошной верхней стенкой и с нижней стенкой с окнами минимальных размеров. В станинах на ножках револьверных станков задняя ножка обычно отодвигается от края к середине, чем также сокращается деформируемая длина стенок.

Направляющие. Наиболее распространенные формы направляющих горизонтальных станин — треугольные, прямоугольные и комбинированные. Подробно о направляющих см. разделы II и III.

Конструктивные формы *присоединения направляющих к стенкам* существенно влияют на жесткость станины, а также на соб-

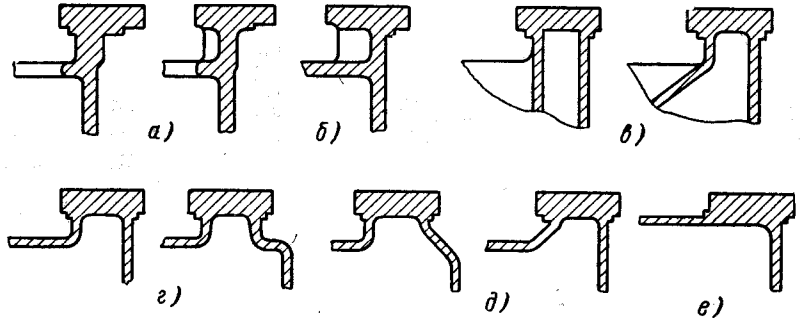


Рис. 2. Конструктивные формы присоединения направляющих к основной части станины

ственные напряжения в отливках в связи с неравномерным охлаждением стенок станины и направляющих. Переход от основной части станины к направляющим может быть оформлен в виде одной или двух переходных стенок — прямых или наклонных. Встречается непосредственное соединение направляющих с основными стенками.

Присоединение направляющих с помощью одной переходной стенки (рис. 2, *а*, *б*), наименее жесткое, применяется главным образом в станинах токарных и револьверных станков (*а*) и реже в станинах небольших продольно-строгальных и расточных станков (*б*). Переходная стенка выполняется значительной толщины или подкрепляется ребрами.

Присоединение, показанное на рис. 2, *в*, применяется главным образом в станинах токарных и револьверных станков с двойными стенками, с замкнутым контуром сечения и с отводом стружки через окна в задней стенке. При наличии ребер, обеспечивающих жесткость контура сечения стенки, местные деформации таких направляющих весьма незначительны.

Присоединение с помощью двух переходных стенок (рис. 2, *г*, *д*) применяется в станинах с верхней стенкой расточных, продольно-фрезерных, продольно-строгальных станков и др. При ширине направляющих, меньшей, чем ширина станины, наружная стенка делается с изломами. Под действием нагрузки в плоскости, перпендикулярной направляющей, наличие изломов наружной стенки снижает местную жесткость в 1,5—3 раза. Жесткость направляющих с двумя переходными стенками существенно увеличивается при уменьшении длины переходных стенок и увеличении расстояния между ними.

Непосредственное соединение направляющих с основными стенками (рис. 2, *е*) наиболее жесткое, и в горизонтальных станинах применяется сравнительно редко — в тех случаях, когда стол перемещается по станине с помощью реечного привода, размещенного сбоку станины. Под действием нагрузки в плоскости направляющих местная жесткость такого соединения оказывается в 4—5 раз выше, чем направляющих с двумя переходными стенками.

Жесткость присоединения направляющих к стенкам, определяющая местную жесткость направляющих, зависит от жесткости основных стенок станины и переходных стенок. Для увеличения жесткости стенок более целесообразно не увеличивать их толщину, а вводить ребра соответствующей высоты. При достаточной высоте ребер на переходной и основной стенках жесткость соединения с помощью одной переходной стенки оказывается близкой к жесткости соединения с двумя переходными стенками. Однако применение ребер высотой $h_р$, больше чем в 3—4 раза превышающей толщину стенок, нерационально, так как при этом вес увеличивается в значительно большей степени, чем жесткость.

Оптимальным расстоянием между ребрами следует считать такое, при котором на длине узла, передающего нагрузку на направляющие, размещается одно-два ребра. С точки зрения жесткости оптимальным является отношение ширины направляющей (полки) к толщине примерно равное трем.

Перегородки. Горизонтальные станины обычно выполняют со сплошными перегородками (диагональными или перпендикулярными), обеспечивающими достаточно высокую жесткость контура поперечного сечения.

В станинах с горизонтальной (верхней или нижней) стенкой и замкнутого поперечного сечения вид и количество перегородок

сравнительно незначительно влияют на жесткость. В станинах из двух вертикальных стенок перегородки обеспечивают совместную работу стенок и потому весьма значительно влияют на жесткость. Диагональные перегородки чаще Т-образные, перпендикулярные — П-образные. Количество перегородок следует выбирать так, чтобы в станинах с диагональными перегородками угол между ними находился в пределах 60—100°, а в станинах с перпендикулярными перегородками расстояние между ними было примерно равно или несколько больше ширины станины. Увеличение количества перегородок сверх оптимального нерационально, так как число перегородок в значительно бо́льшей степени влияет на вес, чем на жесткость. Из параметров перегородок в станинах с П-образными перпендикулярными перегородками наибольшее влияние на жесткость оказывает ширина перегородок, а в станинах с диагональными перегородками — высота. Эти параметры следует принимать максимально возможными из конструктивных соображений. С точки зрения получения максимальной жесткости при минимальном весе длинные станины целесообразно делать с диагональными перегородками. При относительно небольшой длине станины с диагональными и П-образными перегородками примерно равноценны. В станинах с двойными стенками в целях обеспечения достаточной жесткости контура сечения стенок необходимо предусматривать перегородки внутри стенок. В станинах с отводом стружки назад (см. рис. 1, *в*) существенное влияние на жесткость оказывают перегородки, поддерживающие заднюю направляющую. В этом случае ширину перегородок следует принимать максимально возможной.

Фланцы. К горизонтальным станинам обычно крепят основные неподвижные узлы — коробки скоростей, шпиндельные бабки, стойки в бесконсольных станках и станках портального типа

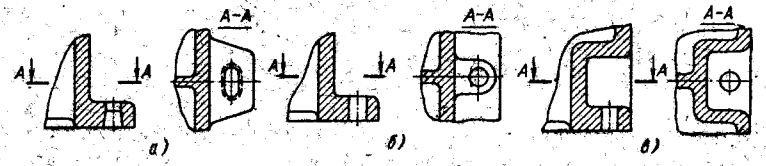


Рис. 3. Опорные части станин:
лапы (*а*), фланцы (*б*), карманы (*в*)

и т. п. Длинные станины делают составными. Для обеспечения необходимой жесткости соединения минимальное давление в стыке не должно быть меньше 15—20 *кГ/см*². Жесткость соединений в значительной степени зависит от жесткости фланцев и собственной жесткости стенок.

Введением ребер и косынок можно существенно (до 1,5 раза) повысить жесткость соединения. Поэтому в зоне крепления стоек

боковые стенки станин обычно усиливают ребрами и перегородками. Целесообразно ребра и перегородки размещать непосредственно в плоскости осей болтов.

Высокая местная жесткость обеспечивается при размещении болтов не на фланцах, а в карманах (рис. 3) — жесткость крепления с помощью карманов примерно в 1,5 раза выше, чем с помощью фланцев, и в 2,5—3 раза выше, чем с помощью лап.

Стойки (вертикальные станины)

По условиям нагружения стойки разделяются на стойки: а) нагружаемые силами в плоскости симметрии (станков типа сверлильных); б) нагружаемые пространственной нагрузкой (фрезерных, расточных, продольно-строгальных, карусельных и других станков).

Форма сечения стоек определяется главным образом условиями жесткости. Основные типы сечений стоек приведены на

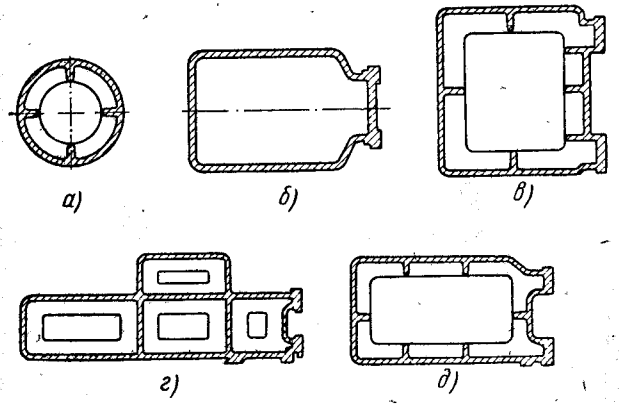


Рис. 4. Основные типы сечений стоек

рис. 4. Стойки, показанные на рис. 4, *а* применяют в тех случаях, когда должна быть обеспечена возможность поворота узлов относительно оси стойки, а также при небольших нагрузках. Основное применение — стойки радиально-сверлильных станков. Применяются также в вертикально-сверлильных станках — настольных и портального типа.

Для стоек одностоечных станков при нагружении силами в плоскости симметрии применяют сечения, показанные на рис. 4, *б*. Основное применение — стойки вертикально-сверлильных, агрегатных станков. Оптимальное соотношение габаритных размеров $\frac{h}{b} \approx 2 \div 3$.

Для стоек одностоечных станков, нагруженных сложной пространственной нагрузкой, применяют сечения, показанные на рис. 4, *в*. Такие стойки имеют повышенную жесткость на кручение. В отношении жесткости контура сечения наиболее рациональны конструкции с высокими поперечными ребрами. Основное применение — стойки расточных, фрезерных и тому подобных станков. Оптимальное соотношение габаритных размеров $\frac{h}{b} \approx 1$.

Сечения стоек, показанные на рис. 4, *г*, *д*, применяют в станках портального типа. Вытянуты в направлении, перпендикулярном к плоскости портала. Наиболее распространены стойки с сечением, близким к прямоугольному (рис. 4, *д*). Сечения с контуром в виде двух прямоугольников (рис. 4, *г*) имеют стойки некоторых карусельных и продольно-строгальных станков. Однако и для этих станков простейшая прямоугольная форма сечения является более рациональной. Для уменьшения деформаций искажения контура сечения предусматриваются поперечные ребра или перегородки. При оптимальной (простейшей прямоугольной) форме сечения стоек оптимальное соотношение габаритных размеров сечения — для карусельных станков $\frac{h}{b} = 3 \div 4$; для продольно-строгальных и продольно-фрезерных $\frac{h}{b} = 2 \div 3$. Стойки продольно-строгальных и продольно-фрезерных станков могут быть унифицированы (см. гл. V).

При оптимальной форме поперечного сечения и размерах сечения, определяемых требуемой жесткостью, толщину стенок выбирают минимально возможной из технологических соображений.

Применяемые *формы направляющих* стоек — прямоугольные, остроугольные (в форме «ласточкина хвоста») и комбинированные. Подробно о направляющих см. раздел II. О местной жесткости различных типов присоединения направляющих к основному контуру сечения см. выше.

В стойках портальных станков для повышения жесткости соединения поперечины со стойками на внутренней боковой стенке стоек иногда делается дополнительная направляющая, по которой осуществляется зажим поперечины.

Размеры сечений стоек обычно делают переменными по высоте — стойки расширяются книзу.

Как правило (за исключением стоек вертикально-сверлильных станков), рационально значительное изменение сечений по длине.

С точки зрения влияния на деформации при кручении целесообразно такое изменение сечений, при котором с удалением от основания стойки форма сечений приближается к квадратной [15].

Перегородки и ребра. В стойках относительно большой высоты (существенно большей размеров сечения), если в них нет поперечных перегородок — сплошных или с окнами небольших размеров, — при пространственной нагрузке, действующей на стойку, возникают значительные деформации искажения контура сечения. Поэтому в том случае, если внутри стойки не размещается груз, уравновешивающий вес подвижных узлов, стойку целесообразно выполнять с поперечными перегородками, а при необходимости размещения противовеса — с высокими ребрами. Влияние количества перегородок на перемещения стенок коробчатой балки (стойки) при искажении контура сечения иллюстрируют кривые, приведенные на рис 5.

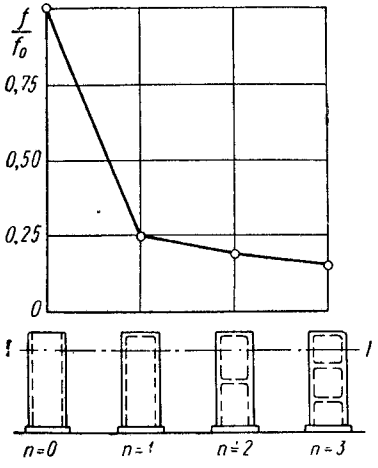


Рис. 5. Влияние количества перегородок (n) на перемещения f стенок стойки при действии кососимметричной нагрузки в плоскости I — I:

f_0 — перемещение стенок стойки без перегородок ($n=0$)

Минимальное количество перегородок, практически обеспечивающее отсутствие искажения контура, такое, при котором расстояние между перегородками примерно равно $\frac{2}{3}$ длины контакта стойки и элемента, передающего нагрузку на стойку.

В отношении жесткости поперечного сечения влияние диагональных связей аналогично влиянию перегородок. Крестообразные продольные перегородки практически жесткость контура не увеличивают. Поперечные ребра могут рассматриваться как перегородки с окнами. Окна в перегородках, площадь которых меньше 0,2—0,3 площади перегородки, весьма незначительно уменьшают влияние перегородок на жесткость. Наиболее рациональной является такая форма окна, которая обеспечивает наибольшую жесткость перегородки в своей плоскости, т. е. близкая к треугольной [1]. С уменьшением высоты поперечных ребер (увеличением размеров окна в перегородке) жесткость контура резко уменьшается. Однако даже при сравнительно небольшой высоте ребер, составляющей 5—10% стороны сечения, наличие поперечных ребер повышает жесткость контура по сравнению со стойкой без ребер на 30—40%.

Для повышения жесткости контура сварных стоек, внутри которых размещаются противовесы, стенки можно выполнять двойными — как бы из панелей, имеющих две стенки, соединенные перегородками. Жесткость контура сечения стоек с двойными стенками значительно выше, чем жесткость стоек со сплошными толстыми стенками того же веса. Однако и в сварном исполнении введение достаточного количества перегородок оказывается все же значительно более эффективным, чем выполнение стенок двойными.

При отсутствии искажения контура сечения влияние на жесткость поперечных перегородок и ребер весьма незначительно.

Для повышения жесткости стенок в плоскости меньшей жесткости стенки стоек обычно подкрепляют сравнительно невысокими ребрами — поперечными и продольными или диагональными. Во избежание колебаний стенок как диафрагм поверхности стенок между ребрами не должны превосходить 400×400 *мм*.

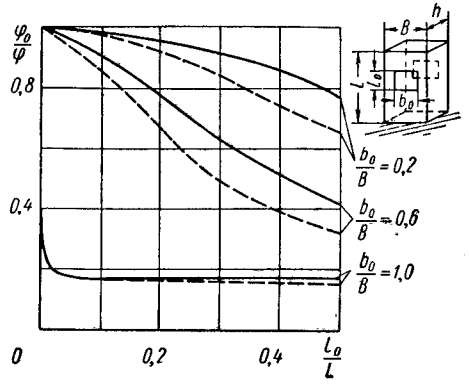


Рис. 6. Влияние размеров и количества окон на снижение жесткости стоек при кручении $\left(\frac{h}{b}=1{,}0;\ \ \frac{L}{b}=3\right)$:

Φ_0 и Φ — углы закручивания стойки соответственно без окон и с окнами; сплошные линии — одно окно; штриховые — два окна

Влияние продольных и диагональных ребер на жесткость примерно пропорционально увеличению общей площади сечения стенок за счет ребер и при реальных соотношениях размеров не превышает 10—15%.

При сильно вытянутой форме сечения (в продольно-строгальных, карусельных станках) стойки снабжают продольными перегородками. Введение продольных перегородок оказывает сравнительно небольшое влияние на жесткость и вызывается главным образом необходимостью увеличения местной жесткости стенок (например, в зоне приложения сил зажима поперечины) и требованиями литейной технологии.

Окна в стенках. Для монтажа электродвигателей, электроаппаратуры и отдельных механизмов станка стойки приходится делать с окнами. Влияние окон на жесткость определяется их размерами и расположением. Максимальное влияние на жесткость изгиба оказывают окна, расположенные в стенках, перпендикулярных плоскости изгиба. При кручении окна в узких

[1] В расточном станке мод. 2620 введение перегородок с треугольными окнами потребовало размещения противовеса снаружи. Однако сравнение стоек станков мод. 2620 и мод. 262Г, в котором станина имеет крестообразные продольные перегородки, показывает, что при одной и той же жесткости стойка станка мод. 2620 весит примерно на 20% меньше.

стенках значительно больше влияют на жесткость, чем окна в широких стенках. С увеличением размеров окна жесткость кручения резко падает. Ширина окон по возможности не должна превышать $0{,}7B$, а длина (измеряемая вдоль оси стойки) — $(1{,}0—1{,}2)\,B$, где B — ширина соответствующей стенки стойки.

Влияние размеров окон на жесткость кручения стоек показано на рис. 6. По возможности окна следует закрывать достаточно жесткими крышками, притягиваемыми болтами, или заменять нишами. Влияние на жесткость отбортовок у окон (при незатянутых болтами крышках) относительно невелико.

Перекладины

Перекладинами соединяют стойки в станках портального типа — карусельных, продольно-строгальных, продольно-фрезерных. Стойки и перекладина образуют жесткую рамную систему, обеспечивающую возможность высокопроизводительной обработки тяжелых деталей.

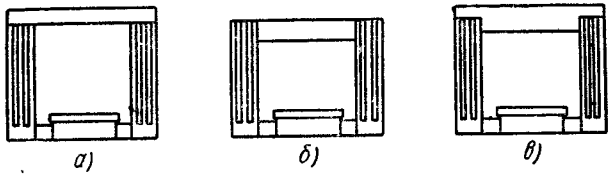


Рис. 7. Способы соединения стоек с перекладиной

Встречаются три варианта соединения стоек с перекладиной — по торцам стоек — с верхним расположением перекладины, по торцам перекладины при установке ее в распор и комбинированное (рис. 7, *а—в*). При одной и той же высоте обрабатываемого

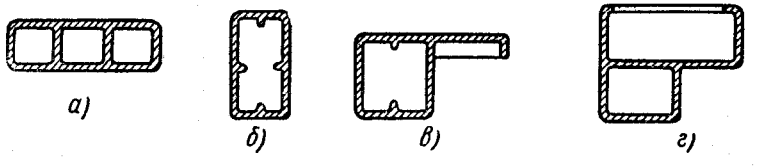


Рис. 8. Сечения перекладин станков портального типа

изделия и одинаковой высоте и жесткости стоек жесткость несущей системы в плоскости портала при установке перекладины в распор выше, чем при верхнем расположении перекладины, на величину порядка 10%.

Перекладины, соединяющиеся со стойками по торцам стоек, обычно имеют поперечные сечения, развитые в горизонтальном

направлении; перекладины, устанавливаемые в распор, вытянуты в вертикальном направлении (рис. 8, *а—г*). Во фрезерных станках перекладины, устанавливаемые в распор, имеют развитую верхнюю стенку, обеспечивающую надежную связь передних частей стоек. При комбинированном соединении перекладины обычно имеют форму в виде двух прямоугольников и в тяжелых станках выполняются составными. Как правило, поперечное сечение перекладин замкнутое. Иногда внутри перекладин размещают привод механизмов подъема и зажима поперечины и в этом случае перекладины выполняют открытыми сверху. Перекладины часто выполняют сварными.

На общую жесткость портала существенно влияет жесткость соединения перекладины со стойками. Высокая жесткость соединения обеспечивается выполнением достаточно развитых фланцев, подкрепленных ребрами и перегородками.

Плиты, основания

Плиты в станках служат для повышения устойчивости и надежности установки станков с вертикальными станинами, для установки неподвижных узлов станка (если станок не имеет общей станины), для установки изделий в станках с неподвижным изделием.

Требования к жесткости плит определяются главным образом стремлением обеспечить возможность точного изготовления и установки. С точки зрения литейной технологии высота плит, определяющая их жесткость, не должна быть меньше, чем $0{,}1L$, где L — длина плиты.

Ввиду относительно невысокой жесткости плит требуемая точность обработки устанавливаемых на плитах изделий обеспечивается главным образом в результате совместной работы плит с фундаментом.

Основаниями обычно называют станины с кольцевыми направляющими. Они представляют собой цилиндрические тонкостенные отливки с фланцами для крепления станин или стоек и перегородками — кольцевыми и радиальными. В перегородках делают окна для облегчения формовки. При большом тепловыделении в направляющих, как, например, в направляющих карусельных станков, существенными оказываются температурные деформации оснований. Для уменьшения температурных деформаций предусматривают специальные кольцевые ребра, улучшающие отвод тепла от направляющих к наружным стенкам.

Как правило, жесткость оснований весьма высока. Поэтому необходимо обеспечивать соответствующую жесткость фланцев, по которым основание соединяется с другими элементами несущей системы.

КОРПУСЫ ШПИНДЕЛЬНЫХ БАБОК И КОРОБОК ПЕРЕДАЧ (КОРОБКИ)

Большинство корпусов шпиндельных бабок, коробок скоростей, коробок передач, фартуков и т. п. имеют форму параллелепипеда; значительно реже применяют корпусы цилиндрической формы (шпиндельные блоки многошпиндельных токарных автоматов).

Для деталей типа коробок жесткость можно характеризовать перемещением точки приложения сосредоточенной силы, перпендикулярной нагруженной грани. Нагрузки, действующие в плоскости стенок, вызывают деформации наружного контура значительно меньшие, чем деформации стенок из своей плоскости, а моменты, действующие в плоскости, перпендикулярной стенкам, обычно сравнительно невелики.

Наибольшее влияние на жесткость коробки оказывает увеличение жесткости стенки непосредственно в месте приложения нагрузки. При этом жесткость может быть существенно увеличена за счет бобышек и специальных ребер, подкрепляющих бобышки.

Наличие отверстий в нагруженных стенках снижает жесткость коробок. Влияние отверстия примерно пропорционально площади, занимаемой отверстием, причем коэффициент пропорциональности зависит от расстояния от точки приложения силы до рассматриваемого отверстия. Влияние отверстий в известной степени компенсируется влиянием бобышек достаточного диаметра и высоты, подкрепляющих отверстия. Однако увеличение диаметра и высоты бобышек целесообразно только до определенного предела. Увеличение диаметра бобышки D сверх $(1{,}4—1{,}6)\,d$ (d — диаметр отверстия) и высоты H бобышки сверх $(2{,}5—3)\,h$ (h — толщина стенки) существенного влияния на жесткость уже не оказывает.

Влияние ребер на местную жесткость стенок относительно невелико и при реальных соотношениях размеров не превышает 20—30%. Увеличение высоты ребер так же, как и бобышек, рационально до определенного предела; в частности, при увеличении высоты ребер H_p сверх $(3—4)\,h$ влияние ребер на жесткость меняется незначительно.

Крышки коробок, как правило, выполняют привинчивающимися. В легких и средних станках горизонтальные крышки коробок, которые часто приходится открывать для регулировки механизмов, делают откидными на петлях. Жесткость таких коробок существенно меньше, чем с привинчивающимися крышками (в среднем примерно в 1,5 раза).

ДЕТАЛИ УЗЛОВ ДЛЯ ПОДДЕРЖКИ И ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА И ИЗДЕЛИЯ

Поперечины, рукава

Поперечины и рукава имеют две системы направляющих и служат для поддержки и перемещения инструмента в двух взаимно перпендикулярных направлениях (обычно в вертикальном и горизонтальном) при относительно большой протяженности перемещений — в станках портального типа (карусельных, продольно-строгальных, продольно-фрезерных) и в одностоечных станках (радиально-сверлильных [1], одностоечных продольно-строгальных).

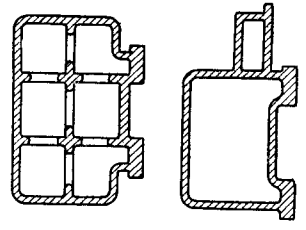


Рис. 9. Основные типы сечений поперечин станков портального типа

Поперечины портальных станков опираются на стойки на участках относительно небольшой длины и могут рассматриваться как двухопорные балки, нагруженные сложной пространственной нагрузкой и испытывающие изгиб в двух плоскостях и кручение. Жесткость поперечины в значительной степени определяет жесткость несущей системы в направлении, перпендикулярном к плоскости портала. Поперечное сечение поперечин портальных станков замкнутое в виде одного (продольно-фрезерные, некоторые карусельные станки) или двух (карусельные, продольно-строгальные станки) полых прямоугольников (рис. 9).

Более рациональными являются сечения, приближающиеся к форме правильного прямоугольника. Для поперечин карусельных станков оптимальным следует считать отношение габаритных размеров сечения в форме прямоугольника $\frac{h}{b} \approx 1{,}5 \div 2{,}2$ (h — высота, b — ширина сечения). Бо́льшие значения следует принимать для станков бо́льших размеров, у которых $\frac{G_{cyn}}{P_z} = 3 \div 4$ (G_{cyn} — вес суппорта, P_z — вертикальная составляющая силы резания). В том случае, если перемещения от действия собственного веса поперечины и веса суппорта компенсируются, например, предварительным искривлением направляющих в процессе обработки или начальным деформированием поперечины на станке, соотношение габаритных размеров следует выбирать ближе к нижнему пределу.

[1] В большинстве радиально-сверлильных станков рукава (обычно вместе с гильзами), кроме того, могут поворачиваться относительно вертикальной оси.

Оптимальным для сечений поперечин продольно-строгальных и продольно-фрезерных станков следует считать отношение габаритных размеров $\frac{h}{b} \approx 1$. Поперечины этих станков так же, как и стойки, могут быть унифицированы.

Рукава одностоечных станков по форме приближаются к балкам равного сопротивления и могут рассматриваться как консольные балки, нагруженные сложной пространственной нагрузкой и испытывающие кручение и изгиб в одной (рукава радиально-сверлильных станков) или двух плоскостях.

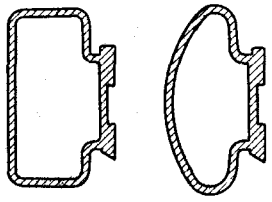


Рис. 10. Основные типы сечений рукавов радиально-сверлильных станков

Рукава (поперечины) одностоечных продольно-строгальных станков обычно опираются на стойку по направляющим, расположенным в двух взаимно перпендикулярных плоскостях — спереди и сбоку. В некоторых случаях из технологических соображений их делают составными.

Поперечные сечения рукавов радиально-сверлильных станков имеют форму, близкую к форме полого прямоугольника или эллипса (рис. 10). Оптимальными в отношении жесткости являются сечения, близкие по форме к эллипсу при отношении габаритных размеров $\frac{h}{b} \approx 2 \div 3$ (при том же весе жесткость рукавов эллиптического сечения на 15—20% выше, чем прямоугольного).

Расстояние от плоскости приложения нагрузки до центра тяжести сечения рукава должно выполняться минимально возможным. Так же, как и другие корпусные детали, для обеспечения достаточной жесткости контура сечения рукава выполняются с перегородками — поперечными или диагональными.

Ползуны, хоботы

Ползуны имеют одну систему направляющих и служат для поддержки и перемещения инструмента в станках с возвратно-поступательным рабочим движением инструмента (поперечно-строгальные, долбежные, зубошлифовальные и т. п.) и в станках для обработки поверхностей, расположенных на разных, значительно отстоящих друг от друга, уровнях (карусельные, расточные станки).

Хоботы служат для поддержки инструмента (консольно-фрезерные станки) и также могут перемещаться только в одном направлении. Ползуны и хоботы опираются на основание на значительной длине и могут рассматриваться как балки на упругом основании, нагруженные сложной пространственной нагрузкой и испытывающие изгиб в двух плоскостях и кручение.

Наиболее распространенные формы сечений ползунов приведены на рис. 11.

Упругие перемещения в результате деформаций ползунов (хоботов) определяются собственной их жесткостью на изгиб и кручение, вычисляемой как для балок постоянного поперечного сечения, и контактными деформациями в направляющих.

С точки зрения жесткости направляющих особенное значение имеет *расположение граней, воспринимающих крутящий* момент, действующий на ползун — контактная жесткость при кручении примерно пропорциональна квадрату плеча реактивного крутящего момента (действующего на ползун со стороны

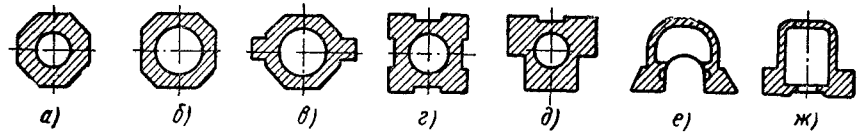


Рис. 11. Поперечные сечения ползунов карусельных (*а* — *д*), поперечно-строгальных и долбежных (*е* — *ж*) станков

направляющих). Главным образом повышенной контактной жесткостью и объясняется тот факт, что из ползунов, применяемых в карусельных станках, наиболее жесткими оказываются ползуны с сечениями в виде восьмиугольника с удлиненными фланцами (см. рис. 11, *в*) по типу применяемых в карусельном станке мод. 1570. Несколько меньшую жесткость имеют ползуны с квадратным сечением и с сечением в виде неправильного восьмиугольника (рис. 11 *г*, *б*). Наименее жесткими оказываются ползуны в виде правильного восьмиугольника (рис. 11, *а*); при типичных соотношениях размеров жесткость их на 35—40% ниже, чем ползунов таврового (рис. 11, *д*) и квадратного сечения.

Суппорты, салазки, столы

Детали типа *суппортов и салазок* обычно имеют две системы направляющих и предназначены для перемещения инструмента или изделия в двух (чаще всего взаимно перпендикулярных) направлениях при относительно небольшой величине перемещений.

Конструктивные формы суппортов и салазок в значительной степени подчиняются условию работоспособности направляющих, т. е. определяются формой и расположением направляющих и конструкцией прижимных и регулирующих элементов, а также условию получения минимальных габаритов по высоте.

Как известно, работоспособность направляющих в значительной степени определяется нагрузкой на направляющие — величиной и распределением. Чем меньше давление в направляющих

и чем равномернее оно распределено, тем выше работоспособность направляющих — их долговечность, жесткость и т. п. Уменьшение нагрузки на направляющие может быть достигнуто соответствующим расположением направляющих и размещением приводного механизма, обеспечивающим уменьшение реакций и перекашивающих моментов; увеличением расстояния между направляющими; увеличением ширины граней и выбором рациональной формы направляющих. Равномерность распределения давлений в значительной степени определяется жесткостью контактирующих элементов (как станин, стоек, поперечин, так и салазок и суппортов), главным образом, местной. Поэтому при конструировании салазок и суппортов приходится учитывать противоречивые требования: требование уменьшения габаритов и нагрузок, действующих на элементы системы, удовлетворяющееся при уменьшении высоты сечения салазок, и требование повышения жесткости, обеспечиваемой в результате увеличения высоты сечения салазок.

Подробно о выборе формы и расположения направляющих, о конструкциях прижимных и регулирующих элементов и т. п. см. раздел II.

Столы предназначены для поддержки и перемещения заготовок, обрабатываемых на станках. Столы, используемые только для поддержки заготовок (радиально-сверлильные, протяжные станки), имеют коробчатую форму. Столы, предназначенные для поддержки и перемещения заготовок, имеют одну систему направляющих и бывают коробчатыми консольными (вертикально-сверлильные, поперечно-строгальные станки) или плоскими прямоугольными (фрезерные, строгальные, шлифовальные станки и др.) и круглыми (карусельные, зуборезные станки и др.).

Жесткость неподвижных столов определяется главным образом деформациями стенок в плоскости меньшей жесткости; жесткость консольных столов — общими деформациями стола, рассматриваемого как консольная балка, местными деформациями стенок и деформациями в направляющих. Для повышения жесткости (главным образом, местной) столы снабжаются внутренними перегородками и ребрами.

Поскольку высота консольных столов обычно ограничена производственными возможностями станка, общая жесткость столов определяется в значительной степени формой поперечного сечения. В связи с этим консольные столы целесообразно выполнять с замкнутым контуром поперечного сечения.

Жесткость плоских столов определяется главным образом их высотой. Отношение высоты стола к ширине $\frac{h}{B}$ в реальных конструкциях столов продольно-строгальных и продольно-фрезерных станков колеблется в пределах 0,1—0,18 (бóльшие значения для столов меньшей ширины). Оптимальным в отношении жесткости и веса можно считать $\frac{h}{B} = 0{,}14 \div 0{,}16$. Жесткость столов станков повышенной точности должна быть более высокой, с тем, чтобы обеспечить минимальные деформации столов, в частности, от сил зажима.

В существующих конструкциях круглых столов карусельных станков (планшайб) отношение высоты планшайбы к диаметру $\frac{h}{D}$ колеблется в пределах 0,08—0,12 (меньшие значения для больших диаметров до 7 *м*). Оптимальным в отношении жесткости можно считать $\frac{h}{D} = 0{,}12 \div 0{,}16$ [15].

Планшайбы диаметром больше 1000 *мм* выполняют коробчатыми с радиальными и кольцевыми ребрами. Оптимальное количество радиальных ребер 10—16 (бóльшие значения при больших диаметрах планшайб). Кольцевые ребра, расположенные непосредственно под направляющей, уменьшают наибольшие давления на направляющих (на 15—20%) и улучшают отвод тепла от направляющих. Большие планшайбы с двумя направляющими имеют два кольцевых ребра. Желательно, чтобы кольцевые ребра располагались как можно ближе к середине направляющих; кольцевые ребра не под направляющими заметного влияния на жесткость не оказывают.

Окна в нижней стенке планшайб, если их площадь не превышает 20—25% площади стенки, незначительно уменьшают жесткость планшайб.

Глава II. ЖЕСТКОСТЬ НЕСУЩИХ СИСТЕМ

Жесткость несущих систем характеризуется показателями, выбираемыми в соответствии с ее влиянием на работоспособность станка.

Статическая жесткость оценивается с точки зрения ее влияния на точность обработки и на работоспособность механизмов станка.

Суммарная жесткость системы с точки зрения точности обработки характеризуется смещением вершины режущего инструмента относительно жесткой обрабатываемой детали в направлении по нормали к обрабатываемой поверхности, возникающим под действием силы резания вследствие собственных деформаций элементов системы и контактных деформаций в их соединениях.

Жесткость элементов системы с точки зрения точности обработки характеризуется долей полной величины смещения инструмента относительно обрабатываемой детали, обуславливаемой деформациями данного элемента. Жесткость элементов

системы определяется собственной их жесткостью на изгиб, кручение, сдвиг и т. п.

Жесткость соединений элементов характеризуется отношением нагрузки к соответствующим относительным перемещениям в стыке.

Жесткость элементов системы с точки зрения работоспособности механизмов, зависящей в значительной степени от распределения давлений в сопряжениях, условно может характеризоваться отношением нагрузки к максимальной величине соответствующего перемещения.

Показатели статической жесткости характеризуют качество несущей системы при статическом нагружении. При отсутствии соответствующих норм жесткости представляют интерес сравнительные данные.

Динамическая жесткость несущей системы, т. е. жесткость при колебаниях, разная на разных частотах, характеризуется отношением амплитуды возмущающей силы, меняющейся по синусоидальному закону, к амплитуде соответствующего перемещения. Основной интерес представляют амплитуды колебаний на частотах, соответствующих резонансным частотам системы, в зоне резания, влияющие на качество обрабатываемых деталей, и в подвижных соединениях элементов, влияющие на долговечность станка.

Ниже излагаются вопросы исследования и расчета статической жесткости несущих систем с точки зрения влияния жесткости на точность обработки и жесткости элементов несущих систем. Вопросы статической жесткости с точки зрения работоспособности механизмов рассматриваются в соответствующих разделах, посвященных направляющим, шпинделям и т. д.

Так как динамическая жесткость представляет собой комплексную характеристику системы, определяемую не только упругими, но и инерционными и диссипативными ее свойствами, установить непосредственную связь между суммарной статической жесткостью системы и ее поведением в динамике невозможно. Тем не менее, поскольку собственная жесткость элементов системы и жесткость их сопряжений, определяющие статическую жесткость, определяют также соответствующие параметры динамической системы, то методы расчетной и экспериментальной оценки жесткости элементов являются в значительной мере общими для решения задач как статики, так и динамики.

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ЖЕСТКОСТИ НЕСУЩИХ СИСТЕМ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Исследования статической жесткости проводятся экспериментальным путем непосредственно на станках и на специальных механических моделях и с помощью расчетов.

Экспериментальные исследования жесткости на станках

Непосредственно на станках исследуют главным образом суммарную жесткость станков и баланс упругих перемещений, т. е. составляющие полной величины смещения инструмента относительно детали, определяемые перемещениями отдельных элементов несущей системы.

Суммарную жесткость исследуют в применении к общей сравнительной оценке жесткости станков и к оценке качества их изготовления.

Суммарную жесткость измеряют при нагружении станка внутренней статической силой, имитирующей действие отдельных составляющих или равнодействующей силы резания, или при резании. При нагружении только одной составляющей распределение давлений между гранями направляющих оказывается иным, чем при нагружении наклонной силой. Поэтому основное распространение имеет нагружение наклонной силой. В некоторых случаях для приближения условий работы стыков при статическом нагружении к тем, которые имеют место при работе станка (для уменьшения влияния сил трения), измерения проводят при слабых вынужденных колебаниях станка, возбуждаемых, например, включенным двигателем или работающим рядом станком.

Суммарную жесткость при резании измеряют путем обработки эксцентричной или ступенчатой заготовок. При этом переменные силы резания вычисляют в зависимости от припуска или измеряют непосредственно, а взаимные отжатия инструмента и детали определяют по отклонениям размеров готовой детали [6].

Суммарная жесткость станков, измеряемая при нагружении статической силой в направлении равнодействующей силы резания для наиболее характерного вида обработки на станке, в настоящее время нормируется [8].

Баланс упругих перемещений может составляться с целью: оценки жесткости отдельных элементов; выявления влияния жесткости элементов на суммарную жесткость станка и последующего повышения жесткости слабых звеньев; проверки допущений, положенных в основу расчета, и последующего упрощения и уточнения расчетов.

При составлении баланса упругих перемещений измеренные перемещения элементов несущей системы при статическом внутреннем нагружении, имитирующем действие силы резания, пересчитываются к точке приложения силы [8].

В зависимости от цели баланс упругих перемещений можно составлять с различной степенью детализации. Для общего представления о распределении упругих перемещений по узлам и установления основных направлений повышения жесткости составляют *укрупненный баланс упругих перемещений*. При этом

измерительные приборы должны быть расставлены так, чтобы была обеспечена возможность определить составляющие смещения точки приложения силы от перемещений основных узлов станка.

Перемещения узлов измеряют в одном-двух соответствующим образом выбранных сечениях. Так как под действием приложенной нагрузки элементы системы деформируются, измерения проводят в таких сечениях, перемещения которых непосредственно определяют величину перемещения точки приложения силы. Так, например, перемещения передней и задней бабок токарного станка измеряют на конце шпинделя или пиноли; перемещения консоли со столом консольно-фрезерного станка — на столе;

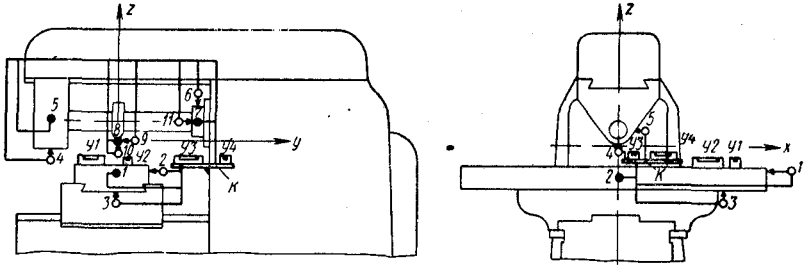


Рис. 12. Рекомендуемая схема расстановки приборов для составления укрупненного баланса упругих перемещений в консольно-фрезерных станках:

1, 2, 3,... — индикаторы; *У1, У2,...* — уровни; *К* — кронштейн для установки приборов, прикрепляемый к стойке

стоек портальных станков — у поперечины, поперечины — у суппорта и т. п.

Указания по выбору условий исследований, нагрузочных средств и по технике проведения эксперимента приведены в литературе [8].

Выбор максимальной величины силы и измерительных средств определяется назначением и параметрами станка и ожидаемыми величинами перемещений.

На рис. 12 приведена схема расстановки приборов для составления укрупненного баланса упругих перемещений консольно-фрезерного станка. Пример составления баланса и условные обозначения см. табл. 1. Некоторые данные по укрупненному балансу упругих перемещений станков разных типов см. стр. 39.

При необходимости усовершенствовать конструкцию узла или станка в целом в отношении повышения жесткости, для обобщения данных по жесткости элементов несущих систем и проверки допущений, принимаемых при расчетах, составляется *детальный баланс упругих перемещений.*

Таблица 1

Укрупненный баланс упругих перемещений горизонтального консольно-фрезерного станка (расстановку приборов см. рис. 12)

Элементы, перемещения которых определяют перемещение точки приложения силы	Составляющие полного перемещения точки приложения силы		
	δ_x (по оси x)	δ_y (по оси y)	δ_z (по оси z)
Консоль, салазки и стол	$\delta_{x1} = \Delta_1 + (\varphi_2 - \varphi_4) z_1$	$\delta_{y1} = \Delta_2 + (\varphi_1 - \varphi_3) z_2$	$\delta_{z1} = \Delta_3 - (\varphi_2 - \varphi_4) x_1$
Шпиндель, хобот и серьга	$\delta_{x2} = \frac{\Delta_5 y_7 - \Delta_7 y_5}{y_7 - y_5}$	$\delta_{y2} = \Delta_{11} + \frac{\Delta_6 - \Delta_4}{y_6 - y_4} z_{11}$	$\delta_{z2} = \frac{\Delta_4 y_6 - \Delta_6 y_4}{y_6 - y_4}$
Оправка	$\delta_{x3} = \Delta_8 - \delta_{x2}$	$\delta_{y3} = \Delta_9 - \delta_{y2}$	$\delta_{z3} = \Delta_{10} - \delta_{z2}$
Полное перемещение точки приложения силы	$\delta_x = \delta_{x1} - \delta_{x2} - \delta_{x3}$	$\delta_y = \delta_{y1} - \delta_{y2} - \delta_{y3}$	$\delta_z = -\delta_{z1} + \delta_{z2} + \delta_{z3}$

Обозначения: Δ_i — перемещение, измеряемое индикатором i; φ_i — показания уровня $У_i$; x_i, y_i, z_i — координаты точки, перемещения которой измеряются индикатором i.

Детальный баланс можно составлять как по экспериментальным данным, так и расчетным путем. При составлении детального баланса упругих перемещений определяют составляющие перемещения точки приложения силы от собственных деформаций элементов несущей системы и от деформаций в соединениях элементов — контактных и местных.

Разделить собственные деформации данного элемента несущей системы и деформации в соединении этого элемента с другими представляется возможным только для элементов типа брусьев — станин, стоек, поперечин, ползунов и т. п. Эти элементы, упруго соединенные между собой, и образуют раму, к рассмотрению деформаций которой, наряду с деформациями суппортов, салазок, столов и т. п., сводится исследование жесткости несущих систем. Оси элементов рамы, представляющей рассматриваемую несущую систему, полагают совпадающими с осями, проходящими через центры тяжести [1] сечений элементов системы.

Расчетные размеры рамы определяются положением условно выбираемых расчетных сечений, т. е. сечений, в которых на рассматриваемый элемент действует соответствующая нагрузка —

[1] При реальных конструктивных формах и соотношениях размеров элементов центры жесткости и центры тяжести сечений в первом приближении можно полагать совпадающими.

внешняя (от сил резания или веса узлов) или от соседних элементов. В частности, нагрузку от сил резания при малой жесткости узла, передающего нагрузку на рассматриваемый элемент (например, суппорта), полагают приложенной в сечении, совпадающем с плоскостью действия силы; при высокой жесткости узла (например, консоли) расчетное сечение принимают расположенным в плоскости, совпадающей с осью этого узла (рис. 13). Нагрузку от веса перемещающихся узлов при большой (относи-

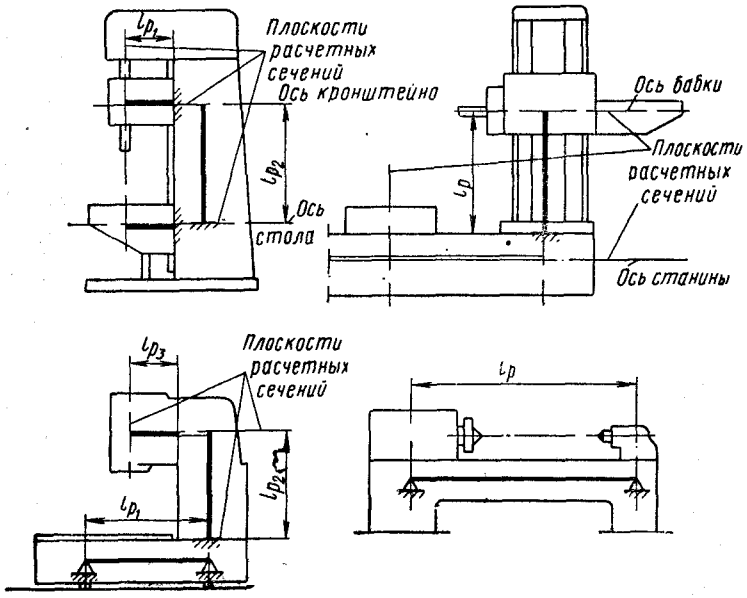


Рис. 13. Расчетные схемы несущих систем

тельно длины станины) протяженности узла рассматривают как равномерно распределенную, при небольшой — как сосредоточенную.

При составлении баланса упругих перемещений принимают, что перемещения инструмента относительно изделия определяются перемещениями элементов в расчетных сечениях.

При определении составляющих от собственных деформаций элементов системы рассматривают деформации элемента на условно выбираемой деформируемой длине l_p, которая в общем случае принимается равной длине участка между крайними расчетными сечениями (см. рис. 13).

При экспериментальном определении составляющих в результате собственных деформаций элементов системы построение упругой линии деформируемого элемента, как правило, не производится. Для этого нужно знать только перемещения в тех сечениях, которые определяют положение в пространстве рассматриваемого элемента (т. е. в опорах), и в тех сечениях, которые определяют положение элементов, расположенных на рассматриваемом элементе и определяющих, в свою очередь, положение инструмента или изделия (под нагрузкой). В соответствии с этим приборы по возможности следует размещать непосредственно в расчетных сечениях. При этом общее количество приборов, устанавливаемых в данном сечении, должно обеспечивать возможность определения деформированного положения сечения. В первом приближении, полагая, что контур сечения при деформациях не искажается [1], положение сечения после деформаций можно характеризовать углами наклона θ_{xz}, θ_{yz}, θ_{yx} в трех взаимно перпендикулярных плоскостях и смещениями x, y и z по трем взаимно перпендикулярным осям. Для определения перемещений в результате собственных деформаций линейные перемещения, измеренные в какой-либо точке сечения, должны быть пересчитаны к его центру тяжести, т. е. к оси элемента.

Приборы, как правило, следует размещать так, чтобы в местах их установки влияние местных собственных деформаций, например отгиба направляющих, было наименьшим (по середине направляющих или по необработанным — ненагруженным поверхностям). Для того чтобы оценить влияние отгиба направляющих, дополнительно следует предусматривать установку приборов в таких местах, в которых влияние отгиба будет наибольшим.

В том случае, если измерить перемещения непосредственно расчетного сечения не представляется возможным, приборы устанавливают на свободных участках рассматриваемого элемента как можно ближе к расчетному сечению.

При обработке результатов измерений показания соответствующих приборов пересчитывают так, чтобы полученные значения характеризовали перемещения расчетного сечения. Для элементов типа ползунов, контактирующих с другими элементами несущей системы на значительной части своей длины, такой пересчет не делают. В этом случае собственные деформации ползуна характеризуются деформациями на свободной длине — в сечении под нагрузкой и у основания.

Примеры расстановки приборов для определения общих собственных деформаций элементов приведены на рис. 14, а местных деформаций — отгибов направляющих — на рис. 15. Примеры расчетных формул, которые используются для вычисления соответствующих упругих перемещений по результатам измерений, приведены в табл. 2.

[1] При необходимости исследовать искажение контура сечения проводят специальные измерения.

Таблица 2

Примеры расчетных формул, используемых для вычисления соответствующих упругих перемещений по результатам измерений

(δ — линейные перемещения, θ — угловые; остальные обозначения см. табл. 1)

1. Перемещения в результате собственных деформаций элементов		
Ползуна карусельного станка (рис. 14, *а*)	δ	$\delta_x = \Delta_3 - \Delta_6 - \varphi_3 (z_6 - z_3)$
	θ	$\theta_{xz} = \varphi_1 - \varphi_3;\ \theta_{xy} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{x_1 - x_2} - \frac{\Delta_4 - \Delta_5}{x_4 - x_5}$
Стойки (рис. 14, *б*)	δ	$\delta_x = \Delta_6 + \varphi_3 (z_c - z_6) + \frac{\Delta_5 - \Delta_4}{x_5 - x_4} (y_c - y_6) - \left[\Delta_3 + \frac{\Delta_2 - \Delta_1}{x_2 - x_1} (y_c - y_3)\right] - \varphi_5 (z_c - z_3)$
	θ	$\theta_{xz} = \frac{\varphi_1 + \varphi_3}{2} - \varphi_5;\ \theta_{yx} = \frac{\Delta_5 - \Delta_4}{x_5 - x_4} - \frac{\Delta_2 - \Delta_1}{x_2 - x_1}$
Поперечины (рис. 14, *в*)	δ	$\delta_z = \frac{1}{2} \{[\Delta_1 + \varphi_2 (y_c - y_1) + \Delta_3 + \varphi_4 (y_c - y_3)] - [\Delta_6 + \varphi_6 (y_c - y_6) + \Delta_9 + \varphi_8 (y_c - y_9)]\}$
	θ	$\theta_{xz} = \frac{\varphi_1 + \varphi_3}{2} - \frac{1}{L} [\Delta_9 + \varphi_8 (y_c - y_9) - \Delta_6 - \varphi_6 (y_c - y_6)];\ \theta_{yz} = \frac{\varphi_2 + \varphi_4}{2} - \frac{\varphi_6 + \varphi_8}{2}$
2. Углы наклона в результате отгибов направляющих		
Станин токарных станков (рис. 15, *а*)		$\theta_{yz} = \varphi_3 - \varphi_1;\ \theta_{xz} = \varphi_4 - \varphi_2$
Поперечин (рис. 15, *б*)		$\theta_{yz} = \varphi_3 - \varphi_1;\ \theta_{xz} = \varphi_4 - \varphi_2$
Стоек (рис. 15, *в*)		$\theta_{yx} = \frac{\Delta_3 - \Delta_1}{x_3 - x_1} - \frac{\Delta_2 - \Delta_4}{x_2 - x_4};\ \theta_{xz} = \varphi_1 - \varphi_2$
3. Взаимные перемещения контактирующих элементов		
Консоли и стойки (рис. 16, *а*)	δ	$\delta_x = \frac{\Delta_4 z_1 - \Delta_1 z_4}{z_1 - z_4};\ \delta_z = \Delta_6 + \frac{\Delta_1 - \Delta_4}{z_1 - z_4} x_6;\ \delta_y = \frac{\Delta_2 + \Delta_3}{2} + \frac{\Delta_2 - \Delta_5}{z_2 - z_5} z_2$
	θ	$\theta_{xz} = \frac{\Delta_1 - \Delta_4}{z_1 - z_4}$
Стола и салазок (рис. 16, *б*)	δ	$\delta_x = \Delta_4 - \Delta_8;\ \delta_y = \frac{\Delta_2 + \Delta_3}{2} - \frac{\Delta_6 + \Delta_7}{2};\ \delta_z = \Delta_1 - [\Delta_5 - \varphi_4 y_5]$
	θ	$\theta_{xz} = \varphi_1 - \varphi_3;\ \theta_{yx} = \frac{\Delta_3 - \Delta_2}{x_3 - x_2} - \frac{\Delta_7 - \Delta_6}{x_7 - x_6}$

При определении составляющих от деформаций в соединениях элементов (контактных и местных) следует учитывать как деформации в соединениях основных элементов типа балок, образую-

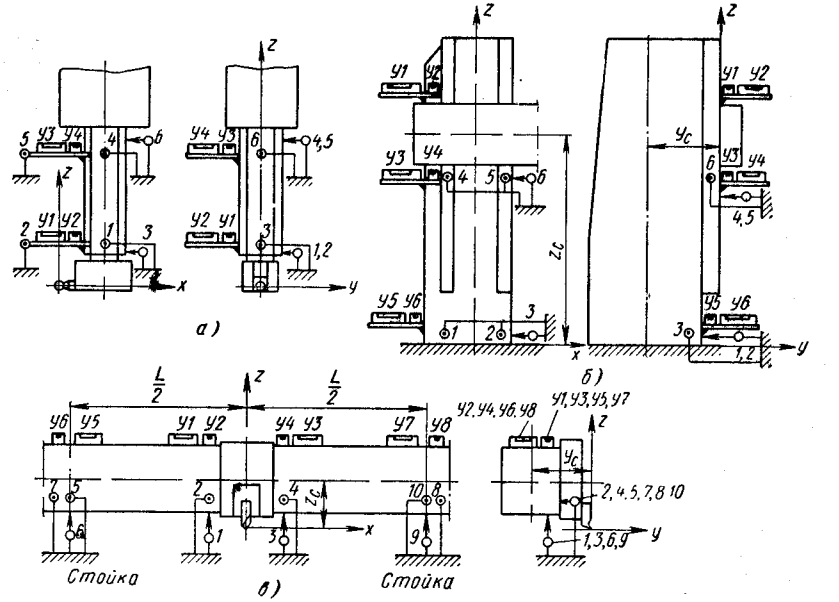


Рис. 14. Схемы расстановки приборов для измерения собственных деформаций элементов относительно опор:

а — ползуна карусельного станка; *б* — стойки; *в* — поперечины

щих раму (станины, стойки, поперечины и т. п.), так и в соединениях элементов типа пластин (плиты, столы, суппорты и т. п.)

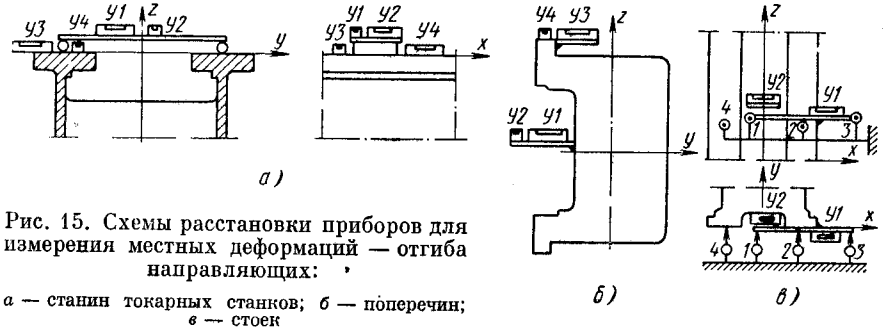


Рис. 15. Схемы расстановки приборов для измерения местных деформаций — отгиба направляющих:

а — станин токарных станков; *б* — поперечин; *в* — стоек

и коробок (корпусы шпиндельных бабок, консоли и т. п.), которые, как правило, контактируют с другими элементами несущей системы на участках, размеры которых близки или равны основным размерам элементов.

В зоне контакта разделить местные собственные деформации и деформации поверхностных слоев (контактные) не представляется возможным. При экспериментальном определении составляющих в результате деформаций в соединениях элементов перемещения контактирующих тел в их соединениях могут быть определены по разности перемещений контактирующих элементов, измеренных от общей базы, либо измерены непосредственно.

Если жесткость контактирующих элементов достаточно высока, наиболее надежные результаты дает непосредственное измерение взаимных перемещений при помощи шести индикаторов, устанавливаемых как можно ближе к краям стыка (рис. 16, *а*).

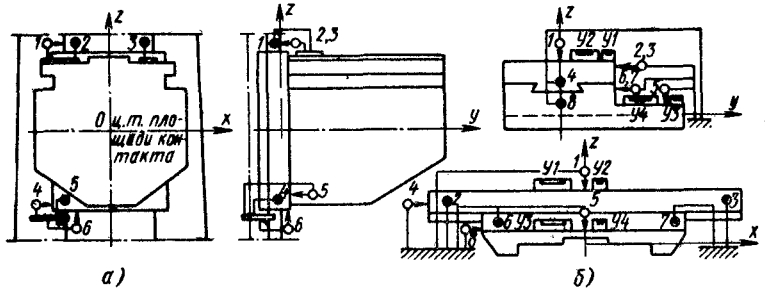


Рис. 16. Схемы расстановки приборов для измерения взаимного перемещения контактирующих элементов:

а — консоли и стойки (жесткость контактирующих элементов достаточно высока; размеры элементов допускают непосредственное размещение измерительных приборов); *б* — салазок и стола (жесткость контактирующих элементов относительно невысока; размеры элементов не допускают непосредственного размещения измерительных приборов)

В этом случае относительное перемещение контактирующих тел, определяемое главным образом контактными деформациями, удобно характеризовать перемещениями, приведенными к центру тяжести площади контакта [1].

Если жесткость хотя бы одного из контактирующих тел относительно не велика, непосредственно измеренные перемещения будут характеризовать их взаимное расположение со значительно меньшей точностью, так как влияние местных деформаций будет весьма существенно. В этом случае относительные перемещения элементов целесообразно определять по разности перемещений, измеренных от общей базы, причем приборы следует устанавливать

[1] По измеренным величинам контактных деформаций и вычисленным нагрузкам на стык (силам и моментам) можно определить коэффициенты пропорциональности между напряжениями и деформациями в стыке, т. е. так называемые коэффициенты контактной податливости ($см^2 \cdot мк/кГ$). Сравнивая величины коэффициентов контактной податливости с известными средними значениями для аналогичных стыков, можно судить о качестве изготовления и сборки данного стыка. Подробнее см. работу [15].

в таких местах, в которых влияние местных деформаций минимально (рис. 16, *б*). При этом перемещения в стыке должны рассматриваться как некоторая условная характеристика его жесткости, определяемая как контактными, так и местными деформациями. Примеры вычисления контактных деформаций по измеренным величинам перемещений приведены в табл. 2.

Если в качестве базы измерений линейных перемещений выбран один из элементов несущей системы, перемещения оснований измерительных приборов в результате деформаций элемента, выбранного за базу, должны быть измерены от другой, недеформируемой базы.

Для того, чтобы исключить возможность ошибок и получить более надежные результаты, целесообразно предусмотреть постановку контрольных приборов, в частности, приборов для непосредственного измерения перемещений точки приложения силы, которые позволили бы одну и ту же величину перемещения получать разными путями.

Экспериментальные исследования жесткости на моделях

Исследование статической жесткости на механических моделях может производиться с целью: а) исследования влияния на жесткость конструктивного оформления несущих систем и их элементов и выбора оптимальных решений; б) проверки и уточнения расчетных методов оценки жесткости.

Моделировать можно отдельные элементы и системы в целом.

Форма моделей существенно зависит от задач исследования. Если исследуется жесткость элементов сложных форм, не поддающихся расчету, модель делается геометрически подобной рассматриваемому элементу или системе. При исследовании влияния на жесткость типовых элементов конструкции — перегородок, окон, ребер и т. п. — или при проверке точности разработанных расчетов обычно используют модели упрощенных схематизированных форм, с тем чтобы влияние рассматриваемого фактора проявилось достаточно четко и не искажалось существенными отклонениями формы от геометрически правильной. При разработке упрощенных моделей обычно сохраняется геометрическое подобие основных размеров модели и натуры — габаритных размеров, размеров окон, расстояний между перегородками и т. п. Если геометрическое подобие по каким-либо параметрам выдержать не удается, стремятся выдержать основные (для данной задачи) соотношения размеров. Например, при изготовлении моделей из органического стекла толщина стенок модели в ряде случаев оказывается относительно большей, чем в натуре. Если при этом обеспечить соответствующее соотношение между толщинами основных стенок и направляющих, использование таких моделей для исследования, например отгиба направляющих,

окажется вполне возможным. При проверке разработанной методики расчета обязательным условием является равенство соответствующих критериев подобия модели и натуры. Так, например, при моделировании сплошных станин, рассматриваемых как балки на упругом основании, которые можно рассчитывать по гипотезе Винклера, необходимо, чтобы показатели жесткости

$$\lambda = \frac{L}{2}\sqrt[4]{\frac{kb}{4EI}}$$

для модели и натуры были близки (L, b — длина и ширина опорной поверхности балки; EI — жесткость балки; k — коэффициент постели. Подробнее о моделировании деформаций сплошных станин совместно с фундаментами см. стр. 512).

При схематизации конструктивных форм важно правильно представлять характер деформаций рассматриваемого элемента. Так, например, в одном из исследований двойные стенки модели станины токарного станка были выполнены без перегородок. При нагружении контур сечения стенок модели искажался, чего не было на реальной станине. В результате модель пришлось переделывать.

Для проверки точности разработанных расчетов представляется целесообразным там, где это возможно, провести непосредственную проверку расчетных гипотез путем сравнения деформаций модели, подобной натуре, и модели, изготовленной в соответствии с принятыми гипотезами. Так, например, определение местных деформаций направляющих предлагается проводить, рассчитывая полку направляющей как балку на упругом основании по гипотезе Винклера [14]. При этом перемещения стенки под направляющей в каждом сечении принимаются пропорциональными нагрузке, действующей на стенку только в этом сечении. Это соответствует конструкции, в которой стенка, поддерживающая направляющую, разрезана на полоски. Изготовление такой модели (с разрезанной на полоски стенкой) и сравнение ее деформаций с деформациями модели со сплошной стенкой показало, что использование принятой гипотезы вполне допустимо.

При моделировании не элементов, а систем в целом основная сложность заключается в обеспечении соответствующей жесткости стыков. Площадь поверхности стыков элементов модели обычно существенно меньше, чем в реальной конструкции, и условия прилегания в них лучше. В стыках, моделирующих направляющие, нет смазки. При изготовлении моделей из неметаллических материалов при соединении элементов с помощью металлических болтов трудно выдержать соответствующие соотношения между местной жесткостью в стыке, жесткостью поверхностных слоев и жесткостью болтов. В ряде случаев для анализа собственных деформаций системы модель выполняют без разъемных соединений.

Влияние конструктивного оформления элементов системы целесообразно исследовать, рассматривая их при соответствующем нагружении отдельно, а не в системе. При этом удается получить результаты, имеющие общее значение.

Материалы моделей. Наибольшее распространение получили сварные металлические модели и модели из органического стекла.

Неудобство при использовании металлических моделей определяется необходимостью делать их сравнительно больших размеров с тем, чтобы получить заметные величины деформаций при не очень больших нагрузках. Трудоемкость изготовления и изменения параметров (распиливания окон, вварки ребер и т. п.) металлических сварных моделей сравнительно высокая. Точность определения деформаций в ряде случаев несколько снижается из-за влияния неоднородности сварных швов.

Весьма удобным материалом для изготовления моделей является органическое стекло. Модуль упругости оргстекла существенно меньше, чем чугуна и стали (порядка 30 000 *кГ/см²*). Поэтому при сравнительно небольших нагрузках (при которых зависимость деформаций от напряжений можно считать линейной) деформации моделей оказываются значительными. Это существенно снижает требования к точности измерений. Из органического стекла сравнительно легко могут быть изготовлены модели размерами до 1500—2000 *мм*. Органическое стекло очень хорошо обрабатывается резанием, гнется, склеивается и сваривается (горячим воздухом с помощью тонких прутков из винипласта). Поэтому для изготовления моделей можно использовать листовой материал. Наличие склеек и сварных швов оказывает сравнительно небольшое влияние на точность результатов (разброс не превышает 5—15%). Для повышения их надежности целесообразно в максимально возможной степени изменять исследуемые параметры на одном и том же экземпляре модели. Вследствие простейшей технологии изготовления моделей из оргстекла такое изменение моделей не требует значительной затраты времени. При использовании оргстекла для изготовления моделей следует иметь в виду, что коэффициенты Пуассона для металла и оргстекла различны (для оргстекла $\mu \approx 0{,}35$). Определение деформаций реальных систем пересчетом по деформациям модели без учета разных значений коэффициента Пуассона приводит к погрешности порядка 5—8%.

Некоторым недостатком при использовании органического стекла для моделей является присущее этому материалу свойство холодной текучести — изменение деформаций со временем без изменения нагрузки. При обработке результатов измерений в виде сравнительных и при снятии показаний приборов через определенное (постоянное) время после окончания нагружения погрешности, вносимые текучестью оргстекла, оказываются незначительными.

На рис. 17 показаны модели станин из органического стекла.

Методика проведения экспериментов на моделях. При исследованиях установка моделей по возможности должна быть аналогичной установке реальных систем и элементов и должна обеспечивать достаточную стабильность результатов измерений. В отношении стабильности результатов лучшей является статически определимая установка. Однако при этом напряженное состояние модели и натуры может оказаться различным. Для получения стабильных результатов при статически неопределимой установке принимают специальные меры — используют подводные опоры, зажим фланцев винтами осуществляют с помощью динамометрических ключей и через упругие прокладки и т. п. Модели из органического стекла целесообразно устанавливать на металлические

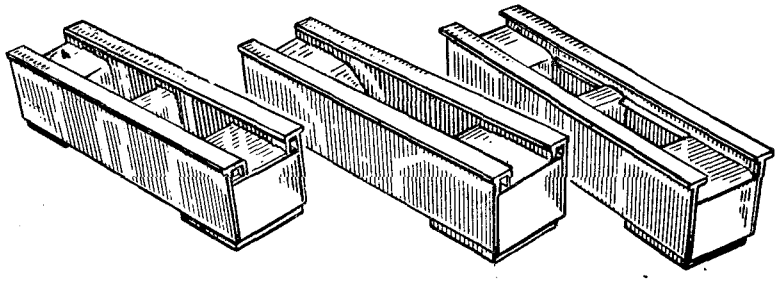


Рис. 17. Модели станин токарных станков из органического стекла

опоры с тем, чтобы деформации опор были минимальны. При использовании металлических моделей деформации в опорах должны быть оценены и исключены.

Нагружение моделей статическими силами должно быть аналогично нагружению рассматриваемого элемента или системы. Поэтому при моделировании систем нагружение осуществляется внутренними для системы силами, а при моделировании элементов — внешними. При исследовании элементов нагрузка по возможности осуществляется силовыми факторами, вызывающими простые виды деформированного состояния (изгиб, кручение и т. п.). В том случае, если целью исследования является проверка разработанных расчетов, используются простейшие виды нагружения — сосредоточенной силой, моментом и т. п.

Нагружение может осуществляться с помощью домкратов или грузами. Преимущество нагружения с помощью грузов определяется главным образом тем, что подвешенный груз не препятствует упругим перемещениям модели. Однако нагружение грузами несколько менее удобно, чем домкратами, так как требует сложной системы рычагов. Так как при использовании моделей из оргстекла нагрузки сравнительно невелики (не более нескольких

десятков килограммов), необходимы достаточно чувствительные динамометры.

Измерение деформаций моделей может производиться от общей базы и относительно каких-то точек модели со специальных мостиков, устанавливаемых (преимущественно на три точки) непосредственно на исследуемом объекте. При этом перемещения точек модели, в которых расположены опоры измерительного мостика, измеряются от недеформируемой базы.

Обработка результатов экспериментов. При исследовании влияния на жесткость конструктивного оформления элементов для уменьшения погрешности результатов их целесообразно представлять как сравнительные, принимая за единицу перемещения модели, рассматриваемой как основное исполнение.

Так, например, если исследуется влияние окон, то вначале измеряют деформации модели без окон, затем в этой же модели вырезают окна, измеряют деформации модели с окнами и результат представляют в виде отношения деформаций для модели с окнами и без окон.

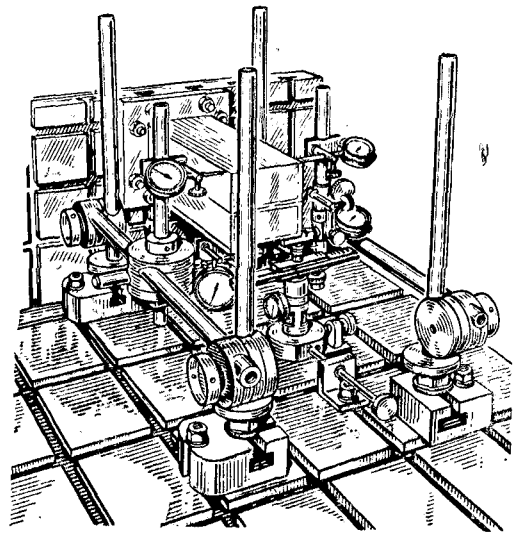


Рис. 18. Установка, использованная для исследования общих и местных деформаций моделей стоек из органического стекла

При оценке с помощью моделей жесткости элементов сложных форм, не поддающихся расчету, для определения перемещений, которые будут иметь место в действительности, используются пересчеты на основе подобия. Так, перемещение f рассматриваемого элемента можно определить по соответствующему перемещению f_0 модели, используя масштаб длин $\varepsilon_L = \frac{L_0}{L}$, масштаб сил $\varepsilon_P = \frac{P_0}{P}$ и масштаб модулей упругости $\varepsilon_E = \frac{E_0}{E}$ (здесь P_0, L_0 и E_0 относятся к модели); при этом $f = f_0 \frac{\varepsilon_L \varepsilon_E}{\varepsilon_P}$ соответственно, угол наклона $\theta = \theta_0 \frac{\varepsilon_L^2 \varepsilon_E}{\varepsilon_P}$.

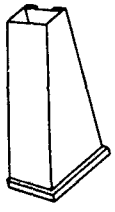
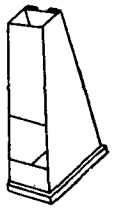
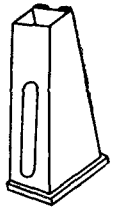
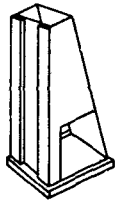
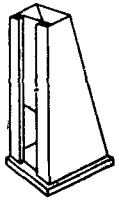
При проверке с помощью моделей точности расчета в расчетные формулы подставляют непосредственно параметры модели.

На рис 18 приведена установка, используемая для исследования моделей стоек. Методика и результаты исследования изложены ниже.

На механических моделях, помимо исследования статической жесткости, проводят и исследование динамической жесткости. При этом основная сложность заключается в том, что рассеяние энергии в стыках реальной конструкции и модели, как правило, различно. Поэтому обеспечить соответствие амплитуд колебаний модели и натуры в резонансных режимах, которые представляют максимальный интерес, весьма сложно. Наибольшее распространение получило моделирование с целью исследования собственных частот и форм колебаний. В табл. 3 приведены результаты исследования жесткости и частот собственных колебаний моделей стоек при разных размерах окон. Аналогичные результаты имеются по другим элементам несущих систем — консолям, коробкам, плитам и т. п. [44]. Соответствующие исследования проводятся и на моделях систем, в большинстве случаев с жестким соединением в стыках.

Таблица 3

Сравнительные данные по жесткости j и частотам собственных колебаний f моделей сварных стоек без окон и с окнами в стенках [44]

Параметры		Схема модели				
						
j	Изгиб	1,0	0,68	0,93	0,41	0,92
	Кручение	1,0	0,31	0,93	0,85	0,85
f	Изгиб	1,0	0,96	0,94	0,75	0,97
	Кручение	1,0	1,0	0,98	0,94	0,98

Для анализа поведения несущих систем в динамике все большее распространение получает электрическое моделирование.

Основные положения расчетов на жесткость

Для расчетного определения деформаций несущей системы следовало бы рассмотреть совместно деформации всех ее элементов с учетом их взаимодействия. Несмотря на вычислительные средства, которыми мы располагаем сегодня, получить такое решение без использования соответствующих упрощений, касающихся законов распределения давлений в стыках, влияния отклонений формы элементов от геометрически правильной и т. п., не представляется возможным. Поэтому в настоящее время расчеты основываются на ряде упрощений, допустимость которых проверена экспериментально.

Технический расчет несущих систем на жесткость сводится к расчету рам с упругим соединением элементов. Нагрузка, действующая на эти элементы через опорные поверхности (в частности, через направляющие или фланцы), представляется в виде составляющих, действующих в плоскости стенок, образующих основной контур сечения элемента, и в перпендикулярной к ним плоскости. Деформации элементов с жестким контуром сечения от нагрузки, действующей в плоскости стенок, относятся к так называемым общим деформациям, а от нагрузки, действующей в плоскости перпендикулярной стенкам, к местным.

При рассмотрении деформаций деталей типа станин, стоек, поперечин, рукавов, хоботов и т. п. учитываются общие деформации изгиба, сдвига и кручения как для сплошных брусьев или, в случае необходимости, деформации, связанные с искажением контура сечения, а также местные деформации направляющих или фланцев.

Для деталей типа плоских столов, плит, суппортов и т. п. рассматриваются главным образом деформации от нагрузки, перпендикулярной их плоскости как для однородных пластин (если в деталях коробчатой формы нагрузка приложена в плоскости перегородок).

Для деталей типа коробок рассматриваются главным образом деформации стенок коробки в плоскости меньшей жесткости.

При определении деформаций деталей, перемещаемых по направляющим — суппортов, столов, ползунов и т. п., — эти детали рассматриваются как балки на упругом основании, которым являются поверхностные слои направляющих. При этом принимается простейшее допущение о линейной зависимости между давлениями и сжатиями поверхностных слоев. Коэффициенты пропорциональности между давлениями и перемещениями в стыке, называемые коэффициентами контактной податливости, определяются путем обработки экспериментальных данных.

Влияние конструктивного оформления элементов — окон, ребер, переменности сечений по длине и т. п. — учитывается введением

некоторых приведенных параметров — приведенной толщины стенок, приведенной жесткости и т. п.

Приведенную жесткость элементов определяют по следующей схеме.

1. Сложную пространственную систему заменяют ей подобной упрощенной, состоящей из элементов правильных геометрических форм, имеющих те же характеристики сечений, что и реальные элементы (например, стенки и перегородки токарных станков полагают имеющими правильное прямоугольное сечение при той же площади или моментах инерции).

2. Упрощенную пространственную тонкостенную систему рассчитывают при некоторых частных видах нагружения, близких к реальным (например, при определении жесткости кручения станину токарного станка рассматривают под действием двух равных по величине и противоположных по знаку моментов по концам).

Так как проведение точного расчета даже такой упрощенной системы представляет известные трудности, проводят приближенный расчет при помощи вариационных методов решения задач строительной механики. При этом учитываются только основные составляющие напряжений, позволяющие правильно описать характер работы конструкции, и принимаются простейшие допущения относительно закона распределения напряжений. В частности, в большинстве случаев принимается, что собственная жесткость стенок на изгиб в плоскости меньшей жесткости и на кручение пренебрежимо мала, что нормальные напряжения по высоте стенок распределяются по линейному закону, а касательные напряжения от изгиба — по параболическому и т. п.

3. Точность разработанных расчетов для упрощенных тонкостенных систем проверяют сравнением результатов расчетов и экспериментов на моделях правильных геометрических форм, соответствующих рассмотренной упрощенной системе. При экспериментах нагружение и закрепление моделей принимают как можно более точно соответствующими принятым при расчетах.

4. Приведенную жесткость данного элемента определяют из условия равенства перемещений элемента, рассматриваемого как брус или пластина и как пространственная система, при выбранном частном виде нагружения. Конечную точность приближенных расчетов по выбранной схеме оценивают сравнением результатов расчетов и экспериментов на реальных станках при статическом нагружении, соответствующем нагружению их при резании.

При анализе жесткости несущей системы с позиции точности обработки и при составлении детального баланса упругих перемещений расчетным путем вычисленные величины собственных деформаций элементов и деформаций в их соединениях пересчитывают к точке приложения силы (так же, как при составлении экспериментального баланса упругих перемещений).

Анализируя влияние отдельных параметров на приведенную к инструменту податливость несущей системы станка при разных компоновках, можно установить оптимальные с точки зрения жесткости и веса формы и соотношения размеров элементов и выбрать оптимальную компоновку.

До установления норм жесткости на отдельные элементы станков разработанные расчеты эффективно применять как сравнительные.

ЖЕСТКОСТЬ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ СТАНИН В СОВМЕСТНОЙ РАБОТЕ С ФУНДАМЕНТАМИ

При исследовании жесткости горизонтальные станины можно рассматривать как тонкостенные конструкции, состоящие из продольных стенок с перегородками, заставляющими стенки работать совместно. Силовые факторы, действующие по направляющим, вызывают общие деформации станины и местные деформации направляющих.

Специфика расчета станин определяется их конструктивным выполнением и необходимостью учитывать совместную работу станин с фундаментами.

Определение деформаций горизонтальных станин

Определение приведенной жесткости станин. При технических расчетах общие деформации станин определяют как для балок постоянного поперечного сечения, имеющих некоторую приведенную жесткость. При рассмотрении деформаций станин как тонкостенных конструкций реальные конструктивные формы элементов несколько упрощаются — жесткости стенок принимают одинаковыми, также принимают одинаковыми жесткости перегородок и расстояния между перегородками. Если станина на каких-то участках соединяется с элементами, существенно увеличивающими ее жесткость, то жесткость этих участков полагается бесконечно большой (например, бесконечно большой полагается жесткость участков над ножками в станинах токарных станков или участков под стойками в станинах бесконсольных станков и т. п.).

В общем случае станины испытывают изгиб в двух плоскостях (вертикальной и горизонтальной) и кручение.

Жесткость станины на изгиб в вертикальной плоскости (EI) определяется моментом инерции сечения относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести сечений. Вертикальные перегородки как перпендикулярные стенкам, так и диагональные практически жесткость на изгиб в вертикальной плоскости не увеличивают. Для коротких станин жесткость на изгиб в вертикальной плоскости, определенная по моменту инерции сечения,

умножается на коэффициент $s \approx \frac{1}{1+\frac{30 I_{ст.y}}{L^2 F'_{ст}}}$, учитывающий влияние сдвигающих напряжений. Здесь $I_{ст.y}$ — момент инерции на изгиб в плоскости большей жесткости сечения боковой стенки в *см*⁴; $F'_{ст}$ — приведенная площадь сечения боковой стенки, т. е. площадь поперечного сечения вертикальных участков сечения стенки, в *см*²; L — длина деформируемой части станины (без учета длины участков повышенной жесткости, например, расположенных над ножками) в *см*.

Жесткость станин на изгиб в горизонтальной плоскости ($EI_{изг}$). Для станин с разомкнутым контуром сечения из вертикальных и горизонтальных или наклонной стенок и для станин с замкнутым контуром поперечного сечения жесткость на изгиб в горизонтальной плоскости определяется моментом инерции сечения относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести сечений.

Для станин из двух стенок с перегородками приведенная жесткость на изгиб в горизонтальной плоскости определяется из условия равенства максимальных перемещений станины и балки постоянного поперечного сечения той же длины при установке их на двух опорах и нагружении сосредоточенной силой в середине расстояния между опорами.

Для определения деформаций станин последние рассматривают как плоские рамы (станины с перпендикулярными перегородками) или фермы (станины с диагональными перегородками); действующие силы полагаются приложенными к станине в местах соединения стенок и перегородок. При этом жесткость станин определяют по следующим формулам:

для станин в виде двух стенок с перпендикулярными перегородками

$$EI_{изг} = s_1 EI_{ст.z};$$

для станин в виде двух стенок с диагональными перегородками

$$EI_{изг} = s_2 EL^2 F_{ст}.$$

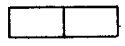
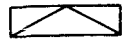
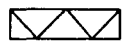
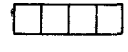
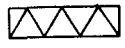
Здесь $F_{ст}$, $I_{ст.z}$ — площадь поперечного сечения в *см*² и момент инерции на изгиб в плоскости меньшей жесткости в *см*⁴ боковой стенки станины; E — модуль упругости материала станины в *кГ/см*².

Значения коэффициентов s_1 и s_2 приведены в табл. 4. Жесткость станин из трех вертикальных стенок с перегородками можно определять по этим же формулам, учитывая влияние средней стенки коэффициентом 1,1—1,2 (бóльшие значения при относительно более высокой жесткости перегородок). Формулы выведены для случая, когда жесткость концевых участков (например, расположенных над ножками) значительно выше жесткости

промежуточных перегородок, однако в первом приближении ими можно пользоваться и для расчета станин с одним жестким участком (например, расположенным в зоне крепления стоек одностоечных и портальных станков).

Таблица 4

Вспомогательные коэффициенты для определения жесткости станин на изгиб в горизонтальной плоскости

Станины с перпендикулярными (П-образными) перегородками			Станины с диагональными перегородками [1]		
Схема станины	n	s_1	Схема станины	n	s_2
	1	$\frac{8}{\eta_1}$		2	$\frac{\sin\alpha \cdot \cos^2\alpha}{12\,[\zeta + \sin^3\alpha]}$
	2	$\frac{4\,(\eta_2 + 4\eta_1)}{\eta_1 \eta_2}$		4	$\frac{\sin\alpha \cdot \cos^2\alpha}{12\,[\zeta + 3\,\sin^3\alpha]}$
	3	$\frac{32}{\eta_2}$		6	$\frac{\sin\alpha \cdot \cos^2\alpha}{12\,[\zeta + 6{,}3\,\sin^3\alpha]}$

Обозначения. $\eta_1 = 1 + \frac{36\psi}{\nu^2}$; $\eta_2 = \frac{3+4\xi}{3+\xi} + \frac{36\psi}{\nu^2}\left[1 + \frac{9\nu\zeta}{(3+\xi)^2}\right]$;

$$\zeta = \frac{F_{ст}}{F_n}; \quad \nu = \frac{L}{B\,(n+1)}; \quad \psi = \frac{I_{ст.z}}{F_{ст} B^2}; \quad \xi = \frac{1}{\nu}\left[\frac{I_{ст.z}}{I_{n.z}} + 36\psi\zeta\right].$$

F_n, $I_{n.z}$ — площадь поперечного сечения в *см*² и момент инерции на изгиб в плоскости меньшей жесткости в *см*⁴ перегородки; α — половина угла между диагональными перегородками. Остальные обозначения прежние.

[1] Если число перегородок n отличается от приведенного в таблице, то для этого случая коэффициент s_2 определяется как среднее из значений s для соседних большего и меньшего числа перегородок.

Жесткость станин на кручение ($GI_{кр}$). Для станин с замкнутым контуром сечения жесткость на кручение определяется как для полых труб при свободном кручении по формуле $GI_{кр} = G\frac{4F^2\delta}{П}$. Здесь F — площадь сечения, описанного осевыми линиями стенок наружного контура, в *см*²; $П$ — периметр наружного (замкнутого) контура в *см*; δ — толщина боковых стенок станины в *см*; G — модуль упругости материала станины в *кГ/см*².

Для станин с отводом стружки по наклонной стенке через окна в задней в том случае, когда нижняя стенка выполнена с небольшими окнами, в первом приближении

$$GI_{кр} = G(I_{1к} + I_{2к}) + 12E\left[\frac{c^2}{L^2}\frac{I_{1z}I_{2z}}{I_{1z}+I_{2z}} + \frac{b^2}{L^2}\frac{I_{1y}I_{2y}}{I_{1y}+I_{2y}}\right].$$

Здесь $I_{1к}$, I_{1z}, I_{1y} — угловое сопротивление закручиванию и моменты инерции на изгиб в горизонтальной и вертикальной плоскостях (в $см^4$) основного контура — части сечения с передней направляющей (относительно осей, проходящих через центр жесткости рассматриваемой части сечения); $I_{2к}$, I_{2z}, I_{2y} — то же, для части сечения с задней направляющей; c, b — расстояния между центрами жесткости сечений обеих частей станины в вертикальной и горизонтальной плоскостях соответственно в $см$. В том

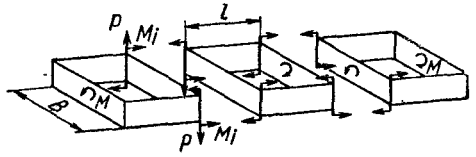


Рис. 19. Основная система, принятая при расчете на кручение станин из двух стенок с перпендикулярными перегородками, и силовые факторы, действующие в местах разреза

случае когда нижняя стенка отсутствует или выполнена с большими окнами, жесткость на кручение определяется по формулам, выведенным для станин из двух стенок с перпендикулярными перегородками (см. ниже).

Для станин из двух вертикальных стенок с перегородками приведенная жесткость станины на кручение определяется из условия равенства суммарного угла закручивания станины и бруса постоянного поперечного сечения той же длины при нагружении их двумя равными по величине и противоположными по знаку крутящими моментами по торцам. При определении углов закручивания станин принимается, что кручение происходит относительно оси, проходящей через центры тяжести поперечных сечений, и что переменностью нормальных и касательных напряжений по толщине стенок, а в станинах с диагональными перегородками и по толщине перегородок можно пренебречь. Станина рассчитывается как статически неопределимая система. За основную систему принимается станина, разрезанная на отдельные отсеки (в станинах с перпендикулярными перегородками — по осям перегородок, рис. 19). В местах разреза полагаются действующими неизвестные силовые факторы, устраняющие разницу в деформациях основной системы и станины и определяемые из уравнений деформаций. При этом жесткость станины на кручение определяется по следующим формулам.

Для станины с перпендикулярными перегородками [1]

$$GI_{кр} = \frac{B^2 EI_{ст.y}}{\alpha_1 kL^2 + \alpha_2 \dfrac{EI_{ст.y}}{GF'_{ст}}};$$

из двух параллельных стенок

$$\alpha_1 = \frac{1}{6}, \quad \alpha_2 = 2;$$

из двух параллельных и горизонтальных стенок

$$\alpha_1 = \frac{\varepsilon+6}{12(2\varepsilon+3)}; \quad \alpha_2 = \frac{3(3\varepsilon^3+16\varepsilon^2+42\varepsilon+36)}{5(2\varepsilon+3)^2};$$

из двух параллельных и наклонной стенок

$$\alpha_1 = \frac{\varepsilon_1+2}{12(2\varepsilon_1+1)}; \quad \alpha_2 = \frac{3(5\varepsilon_1^3+16\varepsilon_1^2+14\varepsilon_1+4)}{5(2\varepsilon_1+1)^2}.$$

Коэффициенты

$$\beta = \frac{(n+1)BEI_{ст.y}}{LGI_{п.к}}; \quad \varepsilon_1 = \sqrt{1+\frac{B^2}{h_{ст}^2}}; \quad \varepsilon = \frac{B}{h_{ст}}.$$

Для станин без перегородок коэффициент $k=1$; при $n \geqslant 1$ коэффициент k определяется по табл. 5 в зависимости от $\frac{1}{\beta}$, ε или ε_1 и числа перегородок [2].

Для станин с диагональными перегородками

$$GI_{кр} = k_1 EI_{ст.y}\frac{B^2}{L^2}.$$

Коэффициенты:

$$\frac{1}{k_1} = \frac{1}{12n^2}\left[2+3\delta_1+6\gamma_1 - \right.$$

$$\left. - \left[\frac{(6\gamma_1-3\delta_1-1)^2[(2n-1)(n-1)+n(6\gamma_1+6\gamma_2+2\delta_1-1)-(6\gamma_1+3\delta_1-1)]}{n(2n-1)(n-1)(6\gamma_1+6\gamma_2+2\delta_1+2)+(6\gamma_1+3\delta_1-1+3n)\times [n(6\gamma_1+6\gamma_2+2\delta_1-1)-(6\gamma_1+3\delta_1-1)]}\right]\right];$$

$$\delta_1 = \frac{n^3a^3EI_{ст.y}}{L^3EI_{п.y}}; \quad \gamma_1 = \frac{n^2EI_{ст.y}}{L^2GF'_{ст}}; \quad \gamma_2 = \frac{an^3EI_{ст.y}}{L^3GF'_{п}}.$$

[1] Так как формулы, по которым определяются α_1 и α_2 для станин с дополнительной (наклонной или горизонтальной) стенкой, выведены без учета влияния направляющих на жесткость стенок, то расчет этих станин дает несколько большую погрешность, чем расчет станин других типов.

[2] Если величина $\frac{1}{\beta}$ окажется больше 0,1—0,12 (для станин с широкими П-образными перегородками), коэффициент k следует определять по формулам при $n=1$ $k=\frac{1+2\beta}{2(2+\beta)}$, при $n=2$ $k=\frac{8+22\beta+9\beta^2}{9(2+\beta)(4+\beta)}$.

Таблица 5

Коэффициент k, характеризующий зависимость жесткости на кручение станин с перпендикулярными перегородками от числа перегородок

Тип станины	n	Коэффициент k при $1/\beta$						
		0.01	0.02	0.03	0.05	0.07	0.09	0.11
Из двух параллельных стенок	3	0,94	0,88	0,84	0,76	0,70	0,64	0,60
	4	0,90	0,83	0,77	0,67	0,60	0,54	0,50
	5	0,86	0,78	0,71	0,60	0,51	0,45	0,40
Из двух параллельных и горизонтальной стенок	3	0,96—0,97	0,91—0,93	0,87—0,90	0,82—0,85	0,77—0,80	0,72—0,77	0,68—0,73
	4	0,93—0,94	0,87—0,89	0,82—0,85	0,74—0,78	0,68—0,72	0,62—0,67	0,58—0,63
	5	0,91—0,93	0,83—0,87	0,77—0,81	0,66—0,71	0,58—0,63	0,51—0,57	0,46—0,53
Из двух параллельных и наклонной стенок	3	0,96—0,97	0,92—0,94	0,89—0,92	0,83—0,88	0,78—0,84	0,74—0,81	0,70—0,79
	4	0,94—0,96	0,90—0,92	0,87—0,89	0,80—0,83	0,74—0,78	0,69—0,74	0,65—0,71
	5	0,92—0,95	0,88—0,90	0,83—0,85	0,75—0,78	0,68—0,72	0,62—0,67	0,56—0,62

Примечание. Меньшие значения для ε и ε_1 равных 1, большие для ε и ε_1 равных 2.

Здесь B — ширина деформируемой части станины в *см*; $h_{ст}$ — расчетная высота стенки станины (без направляющих) в *см*; $I_{n.y}$ — момент инерции на изгиб в плоскости большей жесткости сечения перегородки в $см^4$; $I_{n.к}$ — угловое сопротивление закручиванию сечения перегородки в $см^4$; F_n' — приведенная площадь сечения перегородки, т. е. площадь поперечного сечения вертикальных участков сечения, в $см^2$; a — длина диагональной перегородки в *см*.

Величины моментов инерции, а также площади сечения элементов и все линейные размеры определяются по чертежам.

Угловое сопротивление закручиванию перегородок Т-образного сечения

$$I_{n.к} = \frac{1}{3}\,\delta_n^3\,(b_n + h_n);$$

для перегородок П-образного сечения

$$I_{n.к} = \frac{0{,}21\delta_n h_n^3}{\dfrac{B^2\,(\varepsilon_n + 6)}{12b_n^2\,(2\varepsilon_n + 3)} + \dfrac{3\varepsilon_n^3 + 16\varepsilon_n^2 + 42\varepsilon_n + 36}{8\varepsilon_n^2\,(2\varepsilon_n + 3)^2}},$$

где $\varepsilon_n = \dfrac{b_n}{h_n}$.

Здесь b_n, h_n — ширина и высота перегородки соответственно в *см*; δ_n — толщина элементов перегородки в *см*.

Для станин со стенками П-образного сечения жесткость на кручение определяется как сумма жесткости станины, вычисленной по формулам, приведенным выше, и собственной жесткости кручения стенок. Угловое сопротивление закручиванию стенок $I_{ст.к}$ определяется по формуле, аналогичной формуле для определения $I_{n.к}$ перегородок П-образного сечения.

Формулы выведены для станин из двух стенок с перегородками, однако в первом приближении они могут быть использованы и для расчета станин из трех стенок. Влияние средней стенки относительно невелико и может не учитываться.

Жесткость на кручение станин с одним жестким участком (типа станин расточных, долбежных и других станков) можно определять по этим же формулам (выведенным для станин с двумя жесткими участками по концам). При этом для станин с перпендикулярными перегородками в формулу для определения жесткости следует подставлять расчетную длину $L_p \approx 2L$, где L — длина деформируемой части станины — расстояние от жесткого участка до края станины.

Определение углов закручивания станин в виде двух стенок с перпендикулярными перегородками. Определение деформаций при кручении станин в виде двух стенок с перегородками проводится на основе допущений, указанных выше (см. стр. 476). В частности, жесткость стенок на кручение и на изгиб в плоскости меньшей жесткости полагается пренебрежимо малой.

Жесткость на кручение П-образных перегородок на порядок больше, чем Т-образных. Поэтому при расчете станин с диагональными, обычно Т-образными, перегородками учитывается только жесткость перегородок на изгиб в плоскости большей жесткости, а при расчете станин с перпендикулярными П-образными перегородками — жесткость перегородок на изгиб в плоскости большей жесткости и на кручение.

Разрежем станину с перпендикулярными перегородками на отсеки по осям перегородок и рассмотрим нагружение i-го промежуточного отсека под действием крутящего момента M и изгибающих (неизвестных) моментов M_{i-1} и M_i, заменяющих действие отброшенных $i-1$-го и $i+1$-го отсеков на i-й отсек. Так как было принято, что жесткость стенок на кручение пренебрежимо мала, то крутящий момент (рис. 20, *а*) может действовать на стенки лишь в виде пары сил $M = PB$. Пара сил $Pl = \frac{Ml}{B}$ $\left(l \approx \frac{L}{n}\right.$ — длина отсека) уравновешивается на стенке двумя равными (так как жесткость перегородок

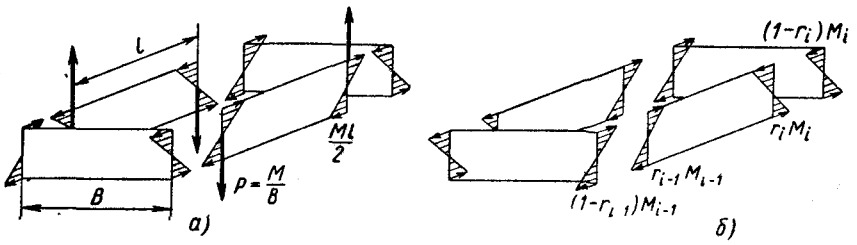


Рис. 20. Схема нагружения при кручении элементов промежуточного отсека станины в виде двух параллельных стенок с перпендикулярными перегородками (жесткость стенок на кручение принята пренебрежимо малой):

а — действие крутящего момента M; *б* — действие изгибающих моментов M_{i-1} и M_i

одинакова) моментами $\frac{Ml}{2B}$, возникающими в результате сопротивления перегородок скручиванию. Моменты M_{i-1} (рис. 20, *б*) делятся между перегородкой и стенкой в отношении $r_{i-1}/(1-r_{i-1})$ момент $M_{i-1}r_{i-1}$ вызывает изгиб стенки, а момент $(1-r_{i-1})M_{i-1}$ — кручение перегородки. Аналогичным образом в отношении $r_i/(1-r_i)$ распределяются моменты M_i. Из условия равновесия стенок момент r_iM_i должен быть равен моменту $r_{i-1}M_{i-1}$.

Запишем выражение полной потенциальной энергии i-го отсека в виде

$$U_i = 2\int_0^l \frac{M^2_{изг}\,dx}{2EI_{ст.\,y}} + 2\varkappa\frac{Q^2_{сдв}B}{2GF_{ст}} + \frac{M^2_{кр\,i}B}{2GI_{п.к}} + \frac{M^2_{кр\,i-1}B}{2GI_{п.к}},$$

где $M_{изг}$, $Q_{сдв}$ — изгибающий момент и сдвигающая сила, действующие на стенки отсека; $M_{кр\,i}$, $M_{кр\,i-1}$ — крутящие моменты, действующие на i-ю и $(i-1)$-ю перегородки; $\varkappa$ — коэффициент распределения сдвига.

Все остальные обозначения прежние.

Составляющую неизвестных изгибающих моментов $m_i = r_iM_i = r_{i-1}M_{i-1}$ определим из условия $\frac{\partial U_i}{\partial m_i} = 0$, выразив U_i через силовые факторы, действующие на отсек, — M, M_i и M_{i-1}.

Перемещение сечения i-го отсека в месте действия момента M_i по направлению действия этого момента определится из уравнения $\frac{\partial U_i}{\partial M_i}$.

Аналогичным образом, записав выражения для силовых факторов, действующих на элементы $i+1$-го отсека, можно определить перемещение сечения $i+1$-го отсека в месте действия момента M_i из уравнения $\frac{\partial U_{i+1}}{\partial M_i}$.

Так как в станине все отсеки соединены, то относительное перемещение i-го и $i+1$-го отсеков в месте их соединения равно нулю, и поэтому должно быть справедливо равенство $\frac{\partial (U_i + U_{i+1})}{\partial M_i} = 0$. Отсюда и получаются уравнения, связывающие неизвестные моменты любых двух соседних промежуточных отсеков. Если жесткость концевой перегородки значительно превышает жесткость промежуточных перегородок, то в крайнем отсеке пара сил $Pl = \frac{Ml}{B}$, действующая на стенку, уравновешивается двумя неравными моментами: $\frac{Ml}{B}s$ — в месте соединения стенки с промежуточной перегородкой и $\frac{Ml}{B}(1-s)$ — в месте соединения стенки с концевой перегородкой. Коэффициент s распределения момента Pl определяется из условия минимума потенциальной энергии деформации крайнего отсека.

В результате для определения неизвестных моментов M_i получим систему n уравнений:

1. $M_1a + M_2b = Mc$;
2. $M_1b + 2M_2d + M_3b = 0$;
3. $M_2b + 2M_3d + M_4b = 0$;

. . . . . .

n. $M_{n-1}b + M_na = -Mc$.

$$a = \frac{8+8\beta+\beta^2}{2(1+\beta)(2+\beta)};\quad b = -\frac{\beta}{2(1+\beta)};\quad c = \frac{l}{2B}\frac{\beta}{2+\beta};\quad d = \frac{\beta+2}{2(1+\beta)}.$$

Трехчленные уравнения вида $bM_{i-1} + 2dM_i + bM_{i+1} = 0$ представляют собой линейные разностные уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами. Общее решение таких уравнений имеет вид $M_i = c_1p_1^i + c_2p_2^{-i}$, где c_1 и c_2 — постоянные, определяемые из граничных условий, а p_1 и p_2 — корни уравнения $1 + 2\frac{d}{b}p + p^2 = 0$. Подставляя общее решение в первое и последнее уравнения системы, определим постоянные c_1 и c_2 и получим формулу для непосредственного определения неизвестного изгибающего момента:

$$M_i = Mc\,\frac{[p(a+bp) + p^n(a+bp^{-1})]\,p^{-i} - [p^{-1}(a+bp^{-1}) + p^{-n}(a+bp)]\,p^i}{p^{n-1}(a+bp^{-1})^2 - p^{1-n}(a+bp)^2}.$$

После определения моментов M_i угол закручивания каждого отсека может быть определен как производная полной потенциальной энергии отсека U_i по крутящему моменту M.

Для первого отсека

$$\Delta\varphi_1 = \frac{Ml}{EI_{ст.\,y}}\left[f + A + 2\frac{M_1}{M}c\right];$$

для промежуточного отсека

$$\Delta\varphi_i = \frac{Ml}{EI_{ст.\,y}}\left[g + A + \frac{M_i - M_{i-1}}{M}\frac{l}{2B}\beta\right];$$

для последнего отсека

$$\Delta\varphi_{n+1}=\frac{Ml}{EI_{ст.y}}\left[f+A-2\frac{M_n}{M}c\right].$$

Полный угол закручивания станины определяем как сумму углов закручивания отдельных отсеков:

$$\varphi=\sum\Delta\varphi_i=\frac{Ml}{EI_{ст.y}}\left[2f+(n-1)g+A(n+1)+\frac{M_n-M_1}{M}c\beta\right].$$

Здесь

$$f=\frac{l^2}{B^2}\frac{(1+2\beta)}{3(2+\beta)};\quad g=\frac{l^2}{B^2}\frac{(1+3\beta)}{6};\quad A=\frac{2{,}4EI_{ст.y}}{B^2GF_{ст}}.$$

Так как в формулу для полного угла закручивания станины входит разность моментов — последнего и первого, то при определении приведенной жесткости станины можно, не определяя промежуточных моментов M_i, непосредственно определить φ, подставив

$$M_n-M_1=-2Mc\frac{1}{a+b\dfrac{p^{n-1}-p^2}{p^n-p}},$$

получим

$$\varphi=\frac{Ml}{EI_{ст.y}}\left[2f+(n-1)g+A(n+1)-\frac{2c^2\beta}{a+b\dfrac{p^{n-1}-p^2}{p^n-p}}\right].$$

Аналогичным образом решаются задачи о деформациях станин других типов.

Определение местных деформаций (отгибов) направляющих. Влияние местных деформаций на общую величину относительного перемещения инструмента и заготовки обусловливается перемещением узлов, несущих инструмент и заготовку, в результате: 1) непосредственного смещения узлов вместе с направляющими относительно основной части станины; 2) увеличения контактных деформаций вследствие искривления направляющих под рассматриваемым узлом и изменения условий контакта.

Влияние местных деформаций на искривление направляющих, перераспределение давлений и увеличение контактных деформаций при расчетах обычно не учитывается, так как коэффициенты контактной податливости, принятые при технических расчетах станков на жесткость [15], определяются на основе испытаний станков в условиях, когда помимо контактных деформаций, имеет место также и искривление направляющих.

При определении местных деформаций направляющие рассматриваются как балки на упругом основании, которым служат переходные стенки и основной контур станины, причем принимается, что деформации упругого основания — стенок — в любом сечении пропорциональны нагрузке только в этом сечении.

Перемещения направляющих относительно основной части станины характеризуются перемещениями сечений полки — смещением δ_y (в плоскости большей жесткости полки) и углом φ поворота (рис. 21). Максимальные перемещения направляющих (при расположении узла, передающего нагрузку на направляющие, примерно по середине их длины) приближенно могут быть определены из рассмотрения деформаций Т-образного жестко заделанного у основания бруса с сечением, ширина которого равна длине узла, передающего нагрузку на направляющие. За расчетную длину стенки под направляющей принимается не истинная длина переходных стенок, а приведенная, определяемая на основании результатов экспериментов и расчетов по уточненным формулам [14].

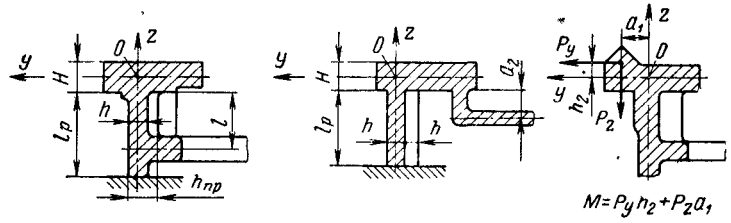


Рис. 21. Расчетные схемы для приближенного определения местных деформаций направляющих

При этом перемещение сечений в плоскости полки

$$\delta_y=\frac{P_y l_p^3}{3EI_p}\left[1+0{,}75\frac{H}{l_p}\left(1+\frac{H}{l_p}\right)\right]+\frac{Ml_p^2}{2EI_p}\left(1+\frac{H}{l_p}\right).$$

Угол поворота сечений полки

$$\varphi=\frac{P_y l_p^2}{2EI_p}\left(1+\frac{H}{l_p}\right)+\frac{Ml_p}{EI_p}.$$

Здесь P_y — сила, действующая на направляющие в плоскости полки, в $кГ$; M — момент, действующий на направляющую, относительно оси, проходящей через точку O пересечения осей сечений основной переходной стенки и полки (см. рис. 21); l_p — расчетная длина стенки под направляющей. Для направляющих с одной переходной стенкой $l_p=(1{,}2\div1{,}6)\,l$; с двумя переходными стенками $l_p=(1{,}3\div1{,}8)\,a_2$. Бóльшие значения принимают при относительно нежестком основном контуре и жестких направляющих; например, для расчета направляющих станин токарных станков бóльшие значения следует принимать при относительно бóльшей толщине переходных стенок (примерно равной толщине H полки), для расчета направляющих станин с замкнутым контуром бóльшие значения следует принимать в случае, если отношение габаритных размеров сечения больше 1 (порядка 2—4), и при переходных стенках, подкрепленных высокими ребрами.

I_p — расчетный момент инерции стенки под направляющей. Для направляющих с одной переходной стенкой $I_p=\frac{L_c h^3}{12}$; с двумя переходными стенками $I_p=\frac{L_c h^3}{6}$ (L_c — длина узла,

передающего нагрузку на направляющие, h — толщина переходной стенки).

При наличии поперечных ребер, подкрепляющих переходную стенку, в расчет вместо толщины h подставляется приведенная толщина $h_{пр}$, определенная из условия равенства моментов инерции сечения стенки с ребрами и стенки постоянной приведенной толщины. При двух переходных стенках, соединенных сплошными ребрами, расчетную высоту их можно принимать равной высоте ребер на стенках основного контура.

Выбор оптимальных форм и конструктивных соотношений станин токарных и револьверных станков. Суммарная жесткость рассматриваемого элемента несущей системы характеризуется величиной перемещения инструмента и заготовки в результате деформаций данного элемента. Оптимальными по жесткости следует считать такие конструкции, которые обеспечивают получение заданной жесткости при минимальном весе.

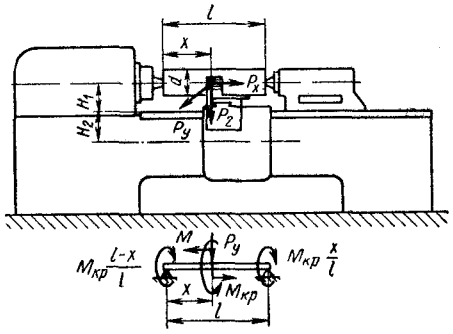


Рис. 22. Нагружение и расчетная схема станины токарного станка

Для токарных станков в качестве критерия, по которому можно сравнивать и анализировать конструктивные формы элементов несущей системы, обычно выбирается величина перемещения инструмента относительно заготовки в направлении оси резца. Анализ проводят для такого случая обработки, который был бы достаточно типичным и при котором роль рассматриваемого элемента, в частности станины, в общем балансе упругих перемещений была бы достаточно большой. Исходя из этого в качестве основного обычно выбирают случай обработки в центрах, при которой на долю станины приходится до 15% полной величины перемещения инструмента относительно жесткой заготовки.

Деформации станины рассматривают на длине, равной длине заготовки. В сечениях под передним и задним центрами при расчетах на изгиб в горизонтальной плоскости принимают шарнирные опоры [1], а при расчетах на кручение — жесткие заделки.

Нагружение и расчетная схема станины токарного станка на ножках показаны на рис. 22 $\left(M_{кр} = P_y(H_1+H_2) + P_z\frac{d}{2};\ M = P_x\frac{d}{2}\right)$.

[1] Такое рассмотрение возможно в связи с тем, что при обработке детали в центрах моменты, изгибающие станину в горизонтальной плоскости, в сечениях под центрами равны нулю.

Упругие перемещения станины, приведенные к резцу:

$$f_y = \left[P_z\frac{d}{2} + P_y(H_1+H_2)\right]\frac{x(l-x)(H_1+H_2)}{lGI_{кр}R_к} + \left[P_y x(l-x) - P_x\frac{d}{2}(2x-l)\right]\frac{x(l-x)}{3lEI_{изг}R_u}.$$

Здесь P_x, P_y, P_z — составляющие силы резания; можно принимать $P_x : P_y : P_z = 0{,}3 : 0{,}5 : 1$; d, l — диаметр и длина обрабатываемой детали; при проведении сравнительного анализа конструкций можно принимать $d = \frac{2H_1}{3}$; $l = \frac{2}{3}L_1$, где H_1 — высота центров станка, L_1 — наибольшее расстояние между центрами; x — расстояние от левого конца изделия до расчетного положения вершины резца; обычно принимают $x = \frac{l}{2}$, H_2 — расстояние от плоскости направляющих станины до оси, проходящей через центры тяжести сечений станины; для сплошных станин, закрепленных на фундаменте — до оси, проходящей через центры тяжести сечений системы станина-фундамент (см. стр. 502); $GI_{кр}$, $EI_{изг}$ — расчетная жесткость станины на кручение и на изгиб в горизонтальной плоскости (см. стр. 477); $R_к$, R_u — коэффициенты повышения жесткости сплошных станин за счет фундамента (см. стр. 499); для станин на ножках $R_u = R_к = 1$.

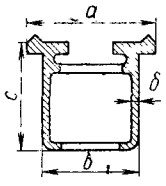
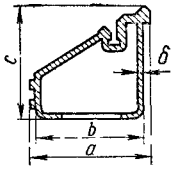
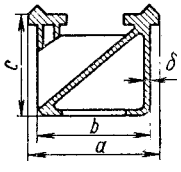
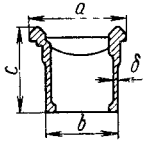
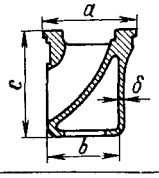
В приведенной формуле первый член представляет собой составляющую перемещения f_y в результате кручения станины, а второй — в результате изгиба станины в горизонтальной плоскости. При обычных конструкциях станин на долю кручения приходится от 60 до 90% полной величины упругого перемещения резца в результате деформаций станины.

В табл. 6 приведены результаты расчета станин на ножках некоторых токарных станков средних размеров.

Так как под оптимальными понимаются такие формы и соотношения размеров элементов, которые обеспечивают заданную жесткость при минимальной затрате металла, экономичность конструкции можно оценивать по весовому показателю — по весу деформируемой части станины (между ножками), отнесенному к жесткости. Весовой показатель пропорционален величине $f_y V$ — произведению перемещения f_y на эффективный объем V металла. Ориентировочно можно принимать $V = F_1 L + naF_n$, где F_1 — площадь поперечного сечения станины (для станин из двух стенок $F_1 = 2F_{ст}$); F_n — площадь поперечного сечения перегородки; L — длина деформируемой части станины; a — длина перегородки; n — количество перегородок.

Для того чтобы оценить влияние на жесткость и вес станины отдельных конструктивных элементов, величины H_2, $I_{кр}$, $I_{изг}$, F_1, F_n в формулах для f_y и V должны быть выражены через основные параметры станины (ширину B, длину L и т. п.) и через параметры стенок и перегородок.

Результаты расчета станин токарных

Группа станков	Станок: Модель	Основные параметры: H_1 в мм	L_1 в мм	N в квт	Эскиз сечения	Перегородки: Тип	Количество
Токарные	1А616	160	750	4,5 – 7		П-образные	2
	1Б61	160	750	4,5		Т-образные	3
	1А62	202	1000	7		П-образные	3
	1К62	215	1000	7,8 – 10		То же	2
	1620	225	1000	14		»	2
	Густлов	225	1000	8,1		Диагональные	5
	1Д63	300	1500	7,8		»	7
	163 Тб.	300	1500	14 – 20		П-образные	2
	1П63	315	1500			–	–
	163 Ряз.	315	1500	14 – 20		П-образные	2
	1Н64	400	2800	20		То же	4
Револьверные	1П326	150	400	4,5		П-образные	1
	1Н325	160	320	4,5		То же	1
	1340	190	630	7,0		»	1
	1П365	250	1025	14		П-образные	1

Примечание. Суммарная жесткость станин револьверных станков в вертикальном направлении $j_{ст.\,z} = \frac{P_z}{f_z}$: мод. 1Н325 и 1340 – $13 \cdot 10^4$ кГ/мм; мод. 1П365 – $8 \cdot 10^4$ кГ/мм; мод. 1П326 – $23 \cdot 10^4$ кГ/мм;

и револьверных станков

Станина: Основные размеры в мм: a	b	c	δ	L	Расчетная жесткость в кГ · см²: EI	$EI_{изг}$	$GI_{кр}$	V в см³	Суммарная жесткость станины $j_{ст.\,y} = \frac{P_y}{f_y}$ кГ/мм
312	228	310	14	885	$1.7 \cdot 10^{10}$	$0,3 \cdot 10^{10}$	$0,35 \cdot 10^{10}$	$1,8 \cdot 10^4$	15300
315	230	240	10	995	$0,7 \cdot 10^{10}$	$0,2 \cdot 10^{10}$	$0,3 \cdot 10^{10}$	$1,4 \cdot 10^4$	7800
358	250	320	16	1250	$2 \cdot 10^{10}$	$1,4 \cdot 10^{10}$	$0,45 \cdot 10^{10}$	$3 \cdot 10^4$	9500
405	294	340	16	1235	$2,4 \cdot 10^{10}$	$1 \cdot 10^{10}$	$0,7 \cdot 10^{10}$	$3 \cdot 10^4$	11900
420	298	330	15	1060	$2,2 \cdot 10^{10}$	$1 \cdot 10^{10}$	$0,9 \cdot 10^{10}$	$2,9 \cdot 10^4$	14700
455	320	330	13	1360	$2,6 \cdot 10^{10}$	$1,3 \cdot 10^{10}$	$0,9 \cdot 10^{10}$	$3,3 \cdot 10^4$	14300
490	330	370	18	1760	$3,8 \cdot 10^{10}$	$2,6 \cdot 10^{10}$	$1,6 \cdot 10^{10}$	$6 \cdot 10^4$	11000
580	460	410	18	1655	$6 \cdot 10^{10}$	$3,8 \cdot 10^{10}$	$2,4 \cdot 10^{10}$	$7,5 \cdot 10^4$	8200
680	665	500	22	1750	$15 \cdot 10^{10}$	$19 \cdot 10^{10}$	$11 \cdot 10^{10}$	$8,8 \cdot 10^4$	45000
580	460	465	18	1495	$9,4 \cdot 10^{10}$	$6,5 \cdot 10^{10}$	$4,9 \cdot 10^{10}$	$7,6 \cdot 10^4$	16500
700	540	580	18	3300	$16 \cdot 10^{10}$	$14 \cdot 10^{10}$	$5,9 \cdot 10^{10}$	$16,5 \cdot 10^4$	11900
270	200	250	10	715	$0,4 \cdot 10^{10}$	$0,07 \cdot 10^{10}$	$0,25 \cdot 10^{10}$	$0,84 \cdot 10^4$	7900
270	195	260	10	450	$0,2 \cdot 10^{10}$	$0,09 \cdot 10^{10}$	$0,25 \cdot 10^{10}$	$0,45 \cdot 10^4$	5400
360	293	324	12	633	$0,8 \cdot 10^{10}$	$0,13 \cdot 10^{10}$	$0,7 \cdot 10^{10}$	$1,07 \cdot 10^4$	5600
400	260	400	14	850	$2 \cdot 10^{10}$	$1,4 \cdot 10^{10}$	$1,2 \cdot 10^{10}$	$2,8 \cdot 10^4$	5000

Анализируя влияние этих параметров для станин разных типов с помощью приведенных расчетных формул, можно показать, что получение станины заданной жесткости при минимальном весе можно обеспечить главным образом рациональным выбором основных размеров B и H сечения станины; что наибольшее влияние на жесткость оказывает ширина станины, которая должна выбираться достаточно большой, допустимой конструктивными соображениями. Путем такого анализа можно определить оптимальное соотношение габаритных размеров сечения (см. стр. 444), оптимальное количество перегородок (см. стр. 446), оценить влияние изменения параметров стенок и перегородок и т. п.

Разработанные расчеты могут быть использованы для сравнения разных типов станин [15].

Можно показать, что при одинаковых габаритах жесткость станин с замкнутым контуром поперечного сечения выше, а вес меньше, чем у станин других типов. При большой длине станин в виде двух стенок с перегородками большую жесткость имеют станины с диагональными перегородками; в станках с малым расстоянием между центрами, т. е. при относительно небольшой длине, станины с диагональными и П-образными перпендикулярными перегородками примерно равноценны.

В станинах токарных станков, в которых направляющие соединены с основным контуром станины с помощью одной переходной стенки, значительными оказываются местные деформации направляющих (см. стр. 445). Так, в станке 1К62 на долю местных деформаций направляющих приходится около 35% полной величины относительного перемещения инструмента и заготовки в результате деформаций станины (при $P_z = 1400$ *кГ* и $P_y = 700$ *кГ* полная величина $f_y = 0{,}088$ *мм*, из нее в результате местных деформаций $f_{y_M} = 0{,}029$; примеры расчета см. в работе [14]). Радикальным средством уменьшения местных деформаций является соединение направляющих с основным контуром двумя переходными стенками. Для станин больших размеров такое соединение возможно, так как ширина полки большая и пространство между переходными стенками достаточно для получения его в отливке. Для станин станков относительно небольших размеров пространство между переходными стенками недостаточно для получения его с помощью стержней.

Измененная технология изготовления станины, разработанная на Ереванском станкостроительном заводе им. Дзержинского [1], позволила реализовать указанные рекомендации по повышению жесткости станины. На рис. 23 приведены эскизы сечений станин станков 1Б61А и 16Б16П.

В новых станках по сравнению со старыми (мод. 1Б61, см. табл. 6) местная жесткость направляющих увеличилась примерно в 2 раза; главным образом за счет увеличения ширины и высоты сечения и замены Т-образных перегородок П-образными

жесткость станины станка 1Б61А повысилась на 30—35%, а станка 16Б16П — на 90%. По сравнению со станиной старой конструкции чистый вес станины станка 1Б61А уменьшился на 7,4%.

Дальнейшее совершенствование конструктивных форм станин станков средних размеров и повышение их жесткости может идти по линии использования конструкций с двойными стенками, а также совместной работы станин со сплошными основаниями, соединяемыми со станиной не только под ножками, как обычно, а по всей длине.

Обработка на револьверных станках с поперечного суппорта принципиально ничем не отличается от соответствующих видов обработки на токарных станках. В отличие от обычных токарных станков на точность обработки на револьверных станках существенно влияют деформации станины в вертикальной плоскости. Например, при сверлении, при обтачивании с револьверного суппорта (при вертикальном расположении резца), при зенкеровании и т. п. на погрешностях детали сказываются относительные перемещения инструмента и детали в вертикальном направлении. При одновременном обтачивании с револьверного суппорта и растачивании, при обтачивании и сверлении на точность обработки влияют как горизонтальные так и вертикальные относительные перемещения инструмента и заготовки. Исходя из этого жесткость станин револьверных станков условно можно характеризовать величинами перемещений инструмента, установленного на револьверном суппорте, относительно заготовки в вертикальном направлении от вертикальных сил и в горизонтальном направлении — от горизонтальных. Расчетная схема для определения упругих перемещений станины револьверного станка приведена на рис. 24 (при определении относительных перемещений инструмента и заготовки в горизонтальной плоскости следует принимать: $P = P_z$; $M_{кр} = P_z (H_1 + H_2)$; $M = P_z \frac{l_p}{2}$, в вертикальной плоскости $P = P_y$; $M_{кр} = 0$; $M = \frac{P_y l_p}{2}$). При сравнительном анализе конструкций условно деформации станин рассматриваются на длине, равной $\frac{2}{3} L_1$, где L_1 — наибольшее расстояние от торца шпинделя до торца

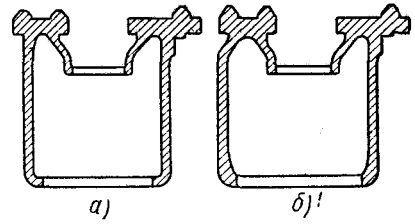


Рис. 23. Сечения станин токарных станков Ереванского станкостроительного завода:

а — мод. 1Б61А ($j_{ст.\,y} = 11\,450$ *кГ/мм*);
б — мод. 16Б16П ($j_{ст.y} = 25\,900$ *кГ/мм*)

револьверной головки, а величины относительных перемещений вычисляются для случая, когда резец расположен по середине рассматриваемого участка станины. При этом относительные перемещения

$$f_z = \frac{P_y l_p^3}{12EI}; \quad f_y = \frac{P_z l_p^3}{12EI_{изг}} + \frac{P_z (H_1 + H_2)^2 l_p}{GI_{кр}}.$$

Здесь P_y, P_z — составляющие силы резания при обтачивании (см. рис. 24); l_p — расчетная длина станины $\left(l_p \approx \frac{2}{3} L_1\right)$; H_1, H_2 — расстояния от направляющих до оси шпинделя и до оси, прохо-

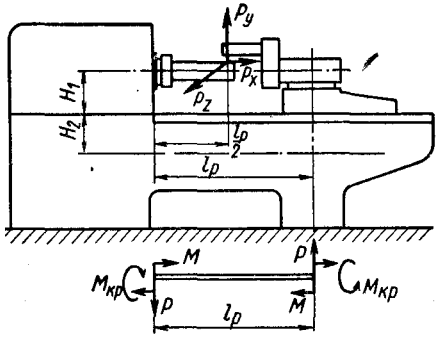


Рис. 24. Нагружение и расчетная схема станины револьверного станка

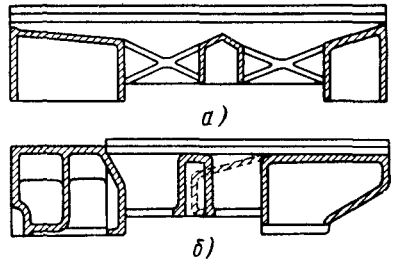


Рис. 25. Станины токарно-револьверных станков 1П326 (*а*) и 1Н325 (*б*);

сечения и результаты расчета см. табл. 6

дящей через центры тяжести сечений станины, соответственно. Остальные обозначения прежние.

На рис. 25 даны эскизы станин двух револьверных станков близких размеров мод. 1П326 и 1Н325. В станке 1Н325 деформируемая длина станины несколько меньше, чем в станине станка 1П326, за счет того, что задняя ножка размещена на некотором расстоянии от конца станины. Такое размещение задней ножки следует считать рациональным. Так как при работе у задней ножки количество стружки обычно весьма незначительно, вертикальные стенки станины у задней ножки целесообразно соединить сверху наклонной стенкой, убрав перегородку (как показано на рис. 25 штриховой линией); при этом вес станины не изменится, а жесткость в горизонтальном направлении возрастет на 30%.

Совместная работа станин с фундаментами

Влияние фундамента на деформации горизонтальных станин зависит от способа установки станка. В станках, устанавливаемых на три опорные точки, деформации станины от жесткости опорных элементов и жесткости фундамента не зависят. Однако они существенным образом зависят от расположения опор. Например, в координатно-расточном станке мод. 2450М угол закручивания станины в результате поперечного перемещения стола при установке станка на двух опорах спереди и одной сзади (рис. 26, *в*) оказывается почти в 3 раза меньше, чем при установке станка на двух опорах сзади и одной спереди (рис. 26, *а*), и в 1,5 раза меньше, чем при установке станка на семи опорах (рис. 26, *б*). Это объясняется тем, что крутящий момент, действующий на станину при несимметричном расположении стола, при установке станка на три опоры уравновешивается в плоскости расположения двух опор *(1,2)*, а при установке станка на семи опорах — реакцией опор, распределенных по всей длине. При установке станка на три опоры с двумя опорами спереди участок станины между столом и стойкой почти не деформируется и относительный угол наклона стола и стойки близок к нулю. При установке станка на семи опорах величина угла закручивания станины относительно стойки определяется жесткостью станины и опор [16].

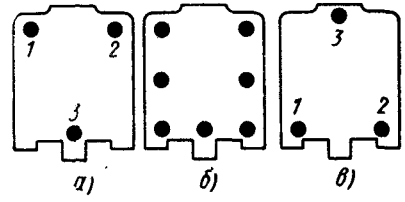


Рис. 26. Схемы расположения опор станка 2450М

В точных станках расположение опор обычно выбирают так, чтобы влияние деформаций системы на точность обработки, в частности на точность отсчета координат, было минимальным.

В станках со станинами на ножках фундамент оказывает сопротивление смещению и повороту ножек, которые можно рассматривать как упруго защемленные. Влияние упругого защемления ножек на деформации станины зависит от нагрузки на станину и оказывается бо́льшим для станков, закрепленных на фундаментах. В большинстве случаев это влияние не превышает 10—20% и в первом приближении может не учитываться.

Наибольшее влияние способ установки оказывает на деформации длинных сплошных станин, опирающихся на фундамент по всей длине. Расчеты показывают, что установка сплошных станин на общей плите цеха на достаточное количество жестких опор даже без закрепления болтами и без подливки обусловливает уменьшение деформаций станины на 30—40%, а с креплением болтами или с подливкой — в 2—4раза. При закреплении станка на индивидуальном фундаменте обеспечивается значительное (до 10 раз) повышение жесткости станины за счет фундамента.

Расчетная оценка деформаций сплошных станин производится с целью выявления их влияния на точность обработки и на сохранение под нагрузкой и с течением времени точности направляющих. Влияние деформаций станин с фундаментами на точность оказывается существенным, например, в расточных станках (кручение

станин под действием веса стола с заготовкой, перемещающегося в поперечном направлении), в горизонтально-протяжных станках (изгиб станин под действием усилия протягивания) и т. п. Значительное влияние на прямолинейность направляющих оказывает изменение деформаций станин с фундаментами в тяжелых токарных станках (кручение и изгиб станин под действием сил резания, изгиб станин под действием веса заготовки, в результате проседания фундамента под действием веса передней бабки), в продольно-строгальных и продольно-фрезерных станках (изгиб станин под действием веса стола с заготовкой, в результате проседания фундамента под действием веса портала) и т. п.

При определении деформаций станин, установленных на индивидуальных фундаментах, станину и фундамент следует рассматривать как балки на упругом основании.

При определении деформаций станин, закрепленных на общей плите, последнюю следовало бы рассматривать как плиту переменной жесткости (более высокой в зоне расположения станка) на упругом основании. Деформации станин, не закрепленных на плите, следовало бы определять, рассматривая станину как балку на упругих опорах, перемещения которых также зависят от деформаций плиты, лежащей на упругом основании. Эти расчеты представляют существенные трудности и в настоящее время не используются. Для ориентировочной оценки деформаций станин, установленных на фундаментных плитах, можно воспользоваться приближенным приемом и вместо деформаций плиты на упругом основании рассматривать деформации балки на упругом основании, имеющей некоторую приведенную ширину $B_{пр}$ и длину $L_{пр}$, определяемые из условия равенства перемещений под опорами станка на плите и балке.

Таким образом, независимо от типа фундамента (общая плита цеха или индивидуальный фундамент) расчет сплошных станин совместно с фундаментами можно проводить, рассматривая станину на фундаменте и фундамент на грунте как балки на сплошном упругом основании [1].

Определение приведенных размеров фундамента, эквивалентного (по его влиянию на деформации станины) общей плите цеха. Нагрузку, действующую на фундаментную плиту со стороны станины, можно рассматривать как систему сосредоточенных сил, приложенных в местах расположения опор станка. Обычно станок до подливки его цементным раствором выставляется. При этом распределение нагрузок на плиту определяется регулировкой опор. Подливка станка не должна вызывать перераспределения нагрузки, так как в противном случае точность установки станка после подливки нарушится. Таким образом, за основной вид нагружения, которое и должно

[1] Для станков, устанавливаемых на значительное количество опор (даже без подливки), при реальном соотношении параметров разница в деформациях станин, рассматриваемых как балки на упругих опорах и на сплошном упругом основании, не превышает 10%.

рассматриваться в данном случае, можно принять нагружение сосредоточенными силами.

В настоящее время при расчете плит на упругом основании так же, как балок, используют несколько гипотез, описывающих упругие свойства основания, — гипотезу Винклера, упругого полупространства и др. [21]. В рассматриваемом случае деформации плиты точнее описываются по гипотезе упругого полупространства. При этом перемещение под силой P, действующей на бесконечную плиту на упругом основании:

$$f_1 = 0{,}385\frac{P(1-\mu_0^2)}{E_0' l_1},$$

где $l_1 = \sqrt[3]{\frac{2D(1-\mu_0^2)}{E_0'}}$;

$D = \frac{E_\phi h^3}{12(1-\mu_\phi^2)}$ — цилиндрическая жесткость плиты толщиной h; E_ϕ, μ_ϕ — модуль упругости и коэффициент Пуассона материала плиты; E_0', μ_0 — то же, основания.

При расчете по гипотезе Винклера перемещение под силой в бесконечно длинной балке на упругом основании

$$f_2 = \frac{P}{2kB_{пр}^0}\sqrt[4]{\frac{kB_{пр}^0}{4E_\phi I_{\phi y}}},$$

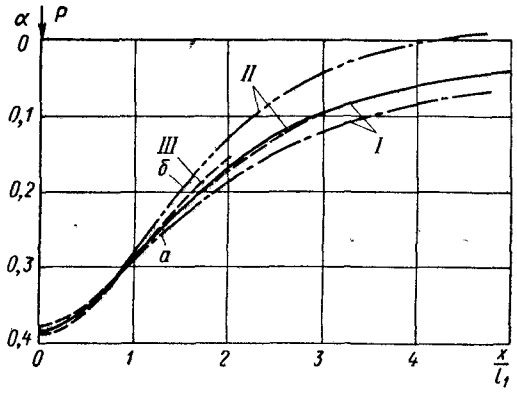


Рис. 27. Сравнение перемещений $f = \alpha\frac{P(1-\mu_0^2)}{E_0' l_1}$ бесконечной плиты на упругом основании (I), бесконечно длинной балки приведенной ширины (II) и конечной балки приведенной ширины и длины (III);

сплошные и штриховые линии — экспериментальные, штрих-пунктирные — расчетные ($а$ — расчет по теории упругого полупространства; $б$ — расчет по гипотезе Винклера)

где $B_{пр}^0$ — ширина балки; $E_\phi I_{\phi y}$ — жесткость балки на изгиб $\left(I_{\phi y} = \frac{B_{пр}^0 h^3}{12}\right)$.

Приведенный коэффициент k постели для бесконечно длинной балки можно определить по формуле [2]:

$$k = \frac{0{,}65E_0'}{B_{пр}^0(1-\mu_0^2)}\sqrt[12]{\frac{E_0'(B_{пр}^0)^4}{E_\phi I_{\phi y}}}.$$

Используя это выражение и приравнивая величины f_1 и f_2, получим приведенную ширину бесконечно длинной балки:

$$B_{пр}^0 = \frac{2{,}32l_1}{\sqrt[7]{(1-\mu_\phi^2)^3(1-\mu_0^2)}};$$

при

$$\mu_\phi = 0{,}17 \quad \text{и} \quad \mu_0 = 0{,}35 \quad B_{пр}^0 \approx 2{,}4l_1.$$

На рис. 27 даны кривые перемещений плиты и бесконечно длинной балки приведенной ширины $B_{пр}^0$, измеренные на моделях (см. ниже) и вычисленные по гипотезе Винклера с использованием значения коэффициента постели, определенного по приведенной выше формуле. Как можно видеть, расхождение результатов на расстоянии $x < 2l_1$ от точки приложения силы не превышает 20%.

Величина B_{np} получена для случая действия на плиту и балку одной силы. Нагрузка, действующая на фундаментную плиту в плоскости, перпендикулярной оси станины, представляет собой не одну, а чаще всего две силы (от опор, расположенных под обеими стенками станины). Поэтому в первом приближении приведенная ширина бесконечной балки $B_{np} = B + 2{,}4\,l_1 \approx B + 13h$, где h — толщина плиты, B — ширина станины. Можно показать, что при реальных соотношениях размеров (B и l_1) и в этом случае разница в прогибах плиты и балки соответствующей ширины в зоне около нагрузки ($x < 2l_1$), представляющей наибольший интерес, не превышает 20%.

Так как при расчете станин определяются не абсолютные перемещения, а относительные, на участке конечной длины, вместо деформаций бесконечной балки можно рассматривать деформации балки конечной длины. Приведенная длина такой балки может выбираться из условия равенства относительных перемещений на участке определенной длины в бесконечно длинной и короткой балках при некоторой частной схеме нагружения. В качестве первого приближения можно рассмотреть нагружение сосредоточенной силой и определить приведенную длину L_{np} так, чтобы в короткой балке прогиб под силой, приложенной в середине длины, относительно концов был бы равен прогибу под силой в бесконечной балке относительно сечений, удаленных на расстояния $\frac{L_{np}}{2}$ от нагруженного. Используя соответствующие зависимости, можно показать, что для соблюдения этого условия необходимо, чтобы показатель жесткости $\lambda = \frac{L_{np}}{2}\sqrt[4]{\frac{kB_{np}}{4E_{\phi}I_{\phi y}}}$ короткой балки приведенной длины был бы равен примерно 1,1. Подставляя $\lambda = 1{,}1$ и используя выражения для приведенного коэффициента k постели, получим

$$L_{np} \approx 3{,}46\sqrt[4]{\frac{E_{\phi}I_{\phi y}(1-\mu_0^2)}{E_0'}}.$$

Все изложенное выше касалось деформаций под действием нагрузки, симметричной относительно оси станины, т. е. при изгибе. Можно показать, что при значениях B_{np} и L_{np}, выбранных в соответствии с изложенными соображениями, обеспечиваются удовлетворительные результаты и при рассмотрении деформаций от кососимметричной нагрузки — т. е. при кручении (см. табл. 10).

Определение деформаций сплошных станин под действием сил резания и веса перемещаемых узлов.

При расчетах сплошных станин используется простейшая форма расчета балок на упругом основании по гипотезе Винклера. В настоящее время расчеты по гипотезе Винклера достаточно хорошо разработаны, однако конечные формулы все же громоздки. То обстоятельство, что нагрузка, действующая на несущие системы станков от сил резания, является уравновешенной и, следовательно, статически уравновешенной является нагрузка на грунт, позволило существенно упростить форму расчета балок на упругом основании по гипотезе Винклера и учитывать влияние отпора грунта деформациям станины так называемым коэффициентом повышения жесткости.

При уравновешенной нагрузке кривизна упругой линии балки не зависит от расположения опор. В этом случае расположение и характер жестких опорных закреплений определяют только ориентацию системы в пространстве и могут выбираться в известной степени произвольно. В балке, лежащей на упругом основании, находящейся под действием уравновешенной нагрузки, реакция упругого основания деформации балки также представляет собой уравновешенную нагрузку. Однако, поскольку реакция основания распределена по всей длине балки, то при одной и той же (произвольной) статически определимой системе опорных закреплений при действии одной и той же уравновешенной нагрузки кривизна балки, лежащей на упругом основании, меньше, чем, например, свободно опертой балки в результате отпора грунта.

При расчете по гипотезе Винклера балки на упругом основании в зависимости от показателя жесткости $\lambda = \frac{L}{2}\sqrt[4]{\frac{kb}{4EI}}$ (L, b — длина и ширина балки, EI — жесткость балки; k — коэффициент постели) можно разделить на три группы: жесткие балки ($\lambda < 0{,}4$); короткие балки ($0{,}6 < \lambda < 2$); длинные балки ($\lambda > 3$). При реальных соотношениях параметров и способах установки станков фундаменты и большинство станин можно рассматривать как короткие балки. Как длинные балки следует рассматривать только длинные станины станков, устанавливаемых на индивидуальных фундаментах без подливки и без крепления болтами. Легко показать, что при уравновешенной нагрузке деформации балки на упругом основании, относящейся к категории коротких балок [1], в первом приближении можно определить, если рассмотреть деформации той же балки, полагая ее, например, свободно опертой или заделанной одним концом и учитывая уменьшение прогибов за счет упругого основания некоторым коэффициентом R повышения жесткости. Таким же образом можно проводить и расчет на кручение. При этом вид расчетных формул для определения деформаций станины под действием сил резания оказывается не зависящим от способа установки станка, а характер закрепления станины учитывается при определении ее расчетной жесткости ($R_u EI_{изг}$, $R_к GI_{кр}$) и нагрузки, действующей на станину (зависящей от положения оси, относительно которой деформируется станина; подробнее см. стр. 489).

Методика расчета балок на упругом основании с помощью коэффициентов повышения жесткости позволяет просто определить деформации станин под действием нагрузки от сил резания, т. е. уравновешенной. Нагрузка, действующая на станину от веса узлов станка, неуравновешена; она уравновешивается по подошве станины и фундамента нагрузкой, распределенной по некоторому закону. Характер распределения этой нагрузки зависит от жесткости станины и податливости основания. При $EI \to \infty$ или $k \to 0$,

[1] Предположение о примерно одинаковом характере упругих линий балок на жестких опорах и на упругом основании более или менее справедливо только для коротких балок.

т. е. при $\lambda \to 0$ закон распределения близок к линейному. Если рассмотреть деформации балки под действием некоторой неуравновешенной нагрузки и уравновешивающей ее нагрузки, распределенной по линейному закону, который примерно соответствует закону распределения реакции упругого основания при $k \to 0$, то можно видеть, что деформации такой балки будут больше деформаций балки на упругом основании при $k \neq 0$ под действием этой же неуравновешенной нагрузки.

Коэффициент повышения жесткости можно рассматривать как отношение перемещений в балках при $k = 0$ и $k \neq 0$. Тогда относительные перемещения станин от заданной неуравновешенной нагрузки можно определять, уравновешивая эту нагрузку некоторой дополнительной, заменяющей реакцию основания, но распределенной по длине станины по линейному закону. При этом относительные перемещения станины определяются как для балки на соответствующим образом выбранных жестких опорах под действием заданной и дополнительной нагрузок, а влияние истинного закона распределения реакции упругого основания учитывается умножением расчетной жесткости на коэффициент повышения жесткости. Так, например, для определения прогиба станины горизонтально-расточного станка под действием веса заготовки, устанавливаемой на стол, расположенный по середине длины станины, вес заготовки следует уравновесить нагрузкой, равномерно распределенной по длине подошвы фундамента (рис. 28). При этом, рассматривая вес заготовки G_u как сосредоточенную силу, прогиб под силой относительно концов станины можно определить, полагая жесткие опоры по концам станины, по формуле

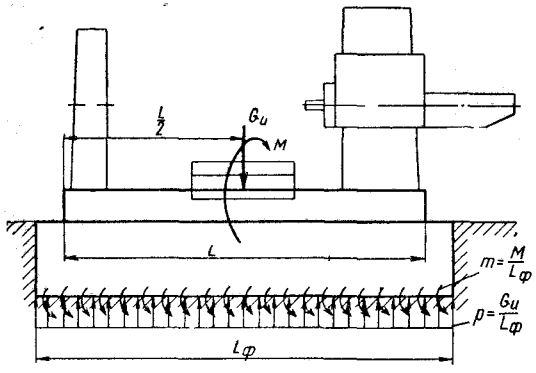


Рис. 28. Расчетная схема для определения деформаций станин расточных станков под действием веса стола с изделием

$$f = \frac{G_u L_\phi^3}{128 E I R_{ue}} \left[1 - \frac{4}{3}\left(\frac{L_\phi - L}{L_\phi}\right) + \frac{1}{3}\left(\frac{L_\phi - L}{L_\phi}\right)^4 \right].$$

Аналогично, рассматривая кручение станины под действием веса стола с заготовкой $(G_{ст} + G_u)$, перемещающегося в поперечном направлении на расстояние l_1, крутящий момент $M = (G_{ст} + G_u)\, l_1$ следует уравновесить крутящим моментом, равномерно распределенным по длине подошвы (см. рис. 28).

При этом угол закручивания сечения под нагрузкой относительно концов станины

$$\varphi = \frac{ML}{8GI_{кр}R_к}\left(2 - \frac{L}{L_\phi}\right).$$

Здесь $R_к$, R_{ue} — коэффициенты повышения жесткости станины на кручение и на изгиб в вертикальной плоскости.

Следует подчеркнуть, что возможность использования простейших расчетных гипотез и приближенных расчетов в значительной степени определяется тем, что при расчете несущих систем станков основной интерес представляет определение перемещений. Использование изложенных приближенных приемов для определения напряжений в элементах фундамента не обеспечивает требуемую точность результата.

При оценке допустимости вычисленных величин перемещений можно исходить из того, что отклонения от прямолинейности направляющих и относительные перемещения инструмента и заготовки в результате деформаций станин с фундаментами должны быть на порядок меньше величин соответствующих допусков.

Станины, установленные на индивидуальных фундаментах или на общей плите цеха с креплением анкерными болтами или с подливкой опорной поверхности станины цементным раствором. При расчете станин, установленных на фундаменте с креплением болтами или с подливкой, деформации в стыке между станиной и фундаментом не учитываются. Принимается, что станина и фундамент деформируются совместно относительно оси, проходящей через общий центр тяжести сечения станины и фундамента, положение которого определяется с учетом разных модулей упругости материала станины (E) и фундамента (E_ϕ). Для станков, устанавливаемых на плите, расчет ведется по приведенным размерам фундамента — ширине $B_{пр}$ и длине $L_{пр}$. $B_{пр} \approx B + 13h$, где B — ширина станины в *см*; h — толщина плиты в *см*. (Определение $L_{пр}$ см. стр. 503).

Расстояние от плоскости направляющих до оси системы станина — фундамент

$$z_c = \frac{F_{ст} z_{ст} + F_\phi z_\phi \xi}{F_{ст} + F_\phi \xi},$$

где $\xi = \frac{E_\phi}{E}$, $F_{ст}$, F_ϕ — площадь сечения станины и фундамента в *см*^{2}; $z_{ст}$, z_ϕ — расстояния по вертикали от плоскости направляющих станины до центров тяжести сечений станины и фундамента в *см*.

Жесткость системы станина — фундамент на изгиб в вертикальной плоскости определяется по общему моменту инерции системы:

$$[EI] = EI + E_\phi I_{\phi y} + E\left[F_{ст}(z_{ст} - z_c)^2 + F_\phi \xi (z_\phi - z_c)^2\right].$$

Жесткость на изгиб в горизонтальной плоскости

$$[EI_{изг}] \cong EI_{изг} + E_{ф} I_{фz}.$$

Для станков, закрепленных на общей плите цеха, деформации станин от изгиба в горизонтальной плоскости пренебрежимо малы и не рассматриваются.

Жесткость на кручение [1]

$$[GI] = GI_{кр} + G_{ф} I_{ф\,кр} + \frac{G\,(z_{ф} - z_{ст})^2}{\frac{\varkappa_{ст}\beta_{ст}}{F_{ст}} + \frac{\varkappa_{ф}\beta_{ф}}{F_{ф}\xi}},$$

где

$$\beta_{ст} = 1 + \frac{l^2 G F_{ст}}{12\varkappa_{ст} EI_{изг}}; \quad \beta_{ф} = 1 + \frac{l^2 G_{ф} F_{ф}}{12\varkappa_{ф} E_{ф} I_{фz}}.$$

Здесь $EI_{изг}$, EI, $GI_{кр}$ — жесткость станины на изгиб в горизонтальной, вертикальной плоскостях и на кручение, соответственно в $кГ/см^2$ (см. стр. 477); $I_{фy}$, $I_{фz}$, $I_{ф\,кр}$ — моменты инерции сечения фундамента относительно горизонтальной y и вертикальной z осей, проходящих через центр тяжести сечения фундамента, и угловое сопротивление закручиванию соответственно [2] в $см^4$; $E_{ф}$, $G_{ф}$ — модули упругости материала фундамента в $кГ/см^2$; l — расстояние между фундаментными болтами, крепящими станину, в $см$; $\varkappa_{ст}$, $\varkappa_{ф}$ — коэффициенты распределения сдвига для сечений станины и фундамента при изгибе их в горизонтальной плоскости. Для станин с дополнительной стенкой (см. стр. 443) величина $\varkappa_{ст}$ может определяться как для тонкостенных прямоугольных сечений (см. стр. 521), $\varkappa_{ф} = 1{,}2$. Для станин из двух стенок с перегородками без дополнительных верхней или наклонной стенок при определении коэффициента $\beta_{ст}$ под $F_{ст}$ понимается площадь горизонтального участка боковой стенки станины (направляющей) и вместо $EI_{изг}$ подставляется $EI_{ст.\,z}$ (см. стр. 478). В этом случае $\varkappa_{ст} = 1{,}2$.

Для станин, закрепленных на фундаменте, расчетная нагрузка, вызывающая деформации системы станина — фундамент, определяется приведением силовых факторов к оси системы (например, для станин тяжелых токарных станков в расчетной формуле, приведенной на стр. 489, принимается $H_2 = z_c$).

Коэффициенты повышения жесткости системы станина — фундамент за счет отпора грунта: при кручении $R_{к} = 1 + s_{к}\lambda_{к}^2$; при изгибе в вертикальной плоскости $R_{ив} = 1 + 0{,}123\lambda$ [4].

---

[1] Формула для определения жесткости на кручение системы станина — фундамент получена на основе приближенного решения задачи о кручении системы из двух совместно деформирующихся брусьев, выполненных из разных материалов.

[2] Для армированных фундаментов предполагается, что нейтральная ось располагается там, где она была бы при изгибе однородной балки.

Здесь

$$\lambda = \frac{L_{ф}}{2}\sqrt[4]{\frac{K_{ф}}{4[EI]}}; \quad \lambda_{к} = L_{ф}\sqrt{\frac{K_{ф.\,кр}}{[GI]}}.$$

Для станков, устанавливаемых на плите:

$$L_{ф} = L_{пр} \approx 3{,}46\sqrt[4]{\frac{[EI]\,(1-\mu_0)}{E_0'}}.$$

При $L_{пр} < L$ принимается $L_{ф} = L$; E_0' — модуль упругости грунта (табл. 7); μ_0 — коэффициент поперечной деформации грунта.

Вид грунта	Пески	Супеси	Суглинки	Глины
μ_0	0,28	0,31	0,37	0,41

$K_{ф}$, $K_{ф.\,кр}$ — коэффициенты жесткости основания фундамента при его изгибе и кручении (см. стр. 508).

Таблица 7

Расчетные значения модулей упругости E_0' и модулей общей деформации E_0 грунта [30]

Виды грунтов	E_0' в $кГ/см^2$	E_0 в $кГ/см^2$
Песок:		
рыхлый	1500–3000	400–800
средней плотности	2000–5000	800–2000
Гравий (без песка)	3000–8000	1000–2000
Глина:		
твердая	1000–5000	80–500
средней твердости	400–1500	60–200
тугопластичная	300–800	30–60
Суглинок:		
твердый	1000–5000	60–500
мягкий, лёсс	500–1500	40–80
пылеватый	300–1000	30–80

Коэффициент $s_{к}$ в первом приближении можно принимать равным 0,02—0,08 — меньшие значения для случая нагружения станины одним сосредоточенным крутящим моментом в средней части и уравновешивающим его моментом, равномерно распределенным по длине, бо́льшие — при нагружении станины двумя взаимно уравновешенными крутящими моментами или одним моментом на конце, соответственно уравновешенным моментом, равномерно распределенным по длине. Остальные обозначения прежние.

При рассмотрении изгиба в горизонтальной плоскости уменьшение деформации вследствие сопротивления основания сдвигу и сопротивления по боковым граням фундамента можно не учитывать и принимать $R_{и} = 1$.

При отсутствии подливки совместное деформирование станины и фундамента как цельной балки обеспечивается только при значительных силах затяжки и при высокой жесткости опорных элементов.

Станины, установленные на общей плите цеха без закрепления болтами и без подливки. В этом случае станину на фундаменте так же, как и фундамент на грунте, следует рассматривать как балку на упругом основании.

Сопротивлением сдвигу, обусловливаемым силами трения по подошве станины, ввиду неизбежного дрожания станка при работе можно пренебречь. Соответственно можно принимать, что фундамент не увеличивает жесткость станины на изгиб в горизонтальной плоскости.

Расчетная жесткость системы станина — фундамент на изгиб в вертикальной плоскости и на кручение определяется умножением жесткости станины EI или $GI_{кр}$ на соответствующий коэффициент повышения жесткости $R_{ив}$ или $R_к$. Расчетная нагрузка, вызывающая деформации, определяется приведением силовых факторов к оси станины.

Если принять, что упругие линии станины и фундамента при деформировании будут иметь одинаковый характер (что справедливо при близких значениях показателей жесткости λ для станины и фундамента), то формулу для определения коэффициента повышения жесткости станины при изгибе ее в вертикальной плоскости можно получить в виде

$$R_{ив} = 1 + \frac{1 + 0{,}123\lambda_{ф}^4}{\frac{1}{0{,}123\lambda_{ст}^4} + \left(\frac{\lambda_ф}{\lambda_{ст}}\right)^4 + \frac{EI}{E_ф I_{фy}}}.$$

Здесь

$$\lambda_{ст} = \frac{L_ф}{2}\sqrt[4]{\frac{K_{ст}}{4EI}}; \quad \lambda_ф = \frac{L_ф}{2}\sqrt[4]{\frac{K_ф}{4E_ф I_{фy}}}.$$

Аналогично, коэффициент повышения жесткости станины при кручении

$$R_к = 1 + \frac{1 + s_к\lambda_{фк}^2}{\frac{1}{s_к\lambda_{ст.к}^2} + \left(\frac{\lambda_{ф.к}}{\lambda_{ст.к}}\right)^2 + \frac{GI_{кр}}{G_ф I_{ф.кр}}}.$$

Здесь

$$\lambda_{ст.к} = L_ф\sqrt{\frac{K_{ст.кр}}{GI_{кр}}}; \quad \lambda_{ф.к} = L_ф\sqrt{\frac{K_{ф.кр}}{G_ф I_{ф.кр}}};$$

$K_{ст}$, $K_{ст.кр}$ — коэффициент жесткости основания станины при ее изгибе и кручении соответственно (см. стр. 509). В этом случае

$$L_ф = L_{пр} \approx 3{,}46\sqrt[4]{\frac{(EI + E_ф I_{фy})(1-\mu_0^2)}{E_0'}}.$$

Так же, как в предыдущем случае, при $L_{пр} < L$ принимается $L_ф = L$. Определение приведенной ширины фундамента $B_{пр}$ см. на стр. 501.

При установке на жесткие опоры и относительно небольшой толщине фундаментной плиты деформации плиты оказываются существенно больше деформаций в стыке между станиной и фундаментом. Если не учитывать эти деформации, формулы для определения коэффициентов повышения жесткости можно упростить, а именно, полагая, что $\lambda_{ст} \gg \lambda_ф$, получим

$$R_{ив} = \left(1 + \frac{E_ф I_{фy}}{EI}\right)[1 + 0{,}123\,(\lambda')^4],$$

где

$$\lambda' = \frac{L_ф}{2}\sqrt[4]{\frac{K_ф}{4(EI + E_ф I_{фy})}};$$

$$R_к = \left(1 + \frac{G_ф I_{ф.кр}}{GI_{кр}}\right)[1 + s_к(\lambda_к')^2],$$

где

$$\lambda_к' = L_ф\sqrt{\frac{K_{ф.кр}}{GI_{кр} + G_ф I_{ф.кр}}}.$$

Эти выражения соответствуют случаю, когда станина с фундаментом рассматриваются как составная балка на упругом основании, причем жесткость этой балки равна сумме жесткостей станины и фундамента.

Станины, установленные на индивидуальных фундаментах без закрепления болтами и без подливки [1]. Относительно недлинные станины (при $\lambda_{ст} < 3 \div 4$), установленные на индивидуальные фундаменты без закрепления, можно рассчитывать так же, как и станины, установленные на общей плите цеха. Для расчета длинных незакрепленных станин изложенная методика неприменима. В этом случае перемещения станины при изгибе в вертикальной плоскости и кручении определяют как сумму перемещений станины относительно фундамента и перемещений станины вместе с фундаментом.

Расчетную нагрузку определяют приведением силовых факторов к оси станины.

Перемещение станины относительно фундамента определяется как для бесконечно длинных балок на упругом основании [21].

[1] Станки со сплошными станинами устанавливаются на индивидуальные фундаменты главным образом тогда, когда необходимо существенно повысить жесткость станины. При этом стык между станиной и фундаментом должен быть как можно более жестким. Поэтому станину следует закреплять на фундаменте. Установку станков на индивидуальных фундаментах без крепления болтами следует считать нерациональной и применять только в крайних случаях (например, при резких и частых колебаниях температуры в цехе).

Перемещения станины вместе с фундаментом определяют без учета деформаций в стыке между станиной и фундаментом, как для составной балки на упругом основании, т. е. так же, как для соответствующего случая при установке станков на плите (см. стр. 505).

При значительной глубине фундамента $H > H_{кр}$, где $H_{кр} = \sqrt{5F_{оп}}$ ($F_{оп}$ — площадь контакта опорного элемента станка с фундаментом), последний можно рассматривать как бесконечное упругое полупространство [43]. В этом случае перемещения станины вместе с фундаментом не рассматриваются. Соответственно так же, как и для случая установки станков на плите, не учитывается влияние фундамента на деформации станины при изгибе в горизонтальной плоскости.

При определении приведенного коэффициента постели, характеризующего жесткость основания станины (см. стр. 509), предполагается, что жесткость всех опор одинакова. Для расчетной оценки перемещений станины относительно фундамента при разной жесткости опор станину следовало бы рассматривать как балку на упругих опорах. Отклонения от прямолинейности направляющих станины в результате неодинаковой жесткости опор можно условно характеризовать разностью максимальных прогибов станины для случаев действия сосредоточенной силы на опору максимальной и минимальной жесткости. В первом приближении (с погрешностью, не превышающей 5—7%) величины интересующих нас перемещений под силой можно определить, рассматривая не всю многопролетную балку (станину), а только пролеты, ближайшие к нагруженной опоре. При этом, если принять, что жесткость j_0'' одной из опор станка меньше, чем жесткость j_0 соседних с ней, в β раз, то перемещение под силой, действующей на опору низкой жесткости j_0'', может быть определено по формуле

$$f = \frac{P\beta}{j_0} \frac{0{,}667\alpha + 2}{0{,}667\alpha + 4\beta + 2}.$$

Здесь P — действующая сила; $\alpha = \frac{j_0 l^3}{EI}$; l — расстояние между опорами.

Разность перемещений под силой при расположении силы над опорой высокой жесткости и опорой низкой жесткости

$$\Delta \approx \frac{P}{j_0} \frac{(\beta - 1)(2 + 0{,}667\alpha)^2}{(0{,}667\alpha + 6)(0{,}667\alpha + 4\beta + 2)}.$$

Если в качестве допустимого значения Δ принять часть допуска на прямолинейность перемещения узла по направляющим, то для определенного соотношения жесткостей опор, для заданных величин силы и жесткости станины можно ориентировочно оценить максимально допустимую величину расстояния между опорами. При реальных соотношениях параметров расстояния между опорами должны выбираться в пределах от 600 до 1500 *мм*.

В заключение проиллюстрируем вывод формул для определения коэффициентов повышения жесткости, учитывающих влияние жесткости упругого основания балки на ее деформации.

Коэффициент повышения жесткости $R_{ш}$ может рассматриваться как отношение прогибов в данном сечении балки, свободно лежащей на жестких опорах, и балки на жестких опорах, лежащей на упругом основании [1] (см. стр. 500). В общем случае коэффициент повышения жесткости по длине балки изменяется. Однако легко показать, что в первом приближении величину его можно принимать для всех сечений одинаковой и зависящей только от упругих характеристик балки и основания. Дифференциальное уравнение изгиба балки можно записать в виде

$$EI \frac{d^4y}{dx^4} = q - Ky,$$

где q — внешняя нагрузка; $K = kb$ — коэффициент жесткости основания при изгибе балки, отнесенный к единице длины ее опорной поверхности; k — коэффициент постели при изгибе (см. ниже); b — ширина опорной поверхности балки; EI — расчетная жесткость балки на изгиб.

Для определения деформаций балки воспользуемся приближенным решением этого дифференциального уравнения. Примем $y = c\chi$, где χ — некоторая функция, удовлетворяющая части граничных условий; c — коэффициент, определяемый из условия минимума полной потенциальной энергии системы.

Выражение для полной потенциальной энергии можно записать в виде

$$\Theta = \frac{EI}{2} \int_L^L (y'')^2\, dx + \frac{K}{2} \int_L^L y^2\, dx - \int_L^L qy\, dx.$$

Подставляя $y = c\chi$ из условия $\frac{\partial \Theta}{\partial c} = 0$, получим

$$c = \frac{1}{1 + s\lambda^4} \frac{\int_L^L q\chi\, dx}{EI \int_L (\chi'')^2\, dx},$$

где

$$\lambda = \frac{L}{2} \sqrt[4]{\frac{K}{4EI}}, \qquad s = \frac{64 \int_L^L \chi^2\, dx}{L^4 \int_L (\chi'')^2\, dx}$$

(L — длина балки).

Для балки, свободно лежащей на жестких опорах, полагая $y_0 = c_0\chi$ и принимая $K = 0$; $\lambda = 0$, получим

$$c_0 = \frac{\int_L^L q\chi\, dx}{EI \int_L (\chi'')^2\, dx}.$$

Отсюда коэффициент повышения жесткости

$$R_{ш} = \frac{y_0}{y} = \frac{c_0}{c} = 1 + s\lambda^4.$$

[1] Так как нагрузка на балку уравновешена, жесткие опоры не нагружены. Как уже указывалось, их наличие не влияет на кривизну, а определяет только ориентацию балки в пространстве.

Функция χ, определяющая упругую линию балки при изгибе, при точном решении зависит от нагрузки. Однако для технических расчетов можно не рассматривать все разнообразие нагрузок, действующих на станины, а определить функции χ_c и $\chi_к$ для симметричной и кососимметричной составляющих любой нагрузки [15]. Так как при типичных видах нагружения станин кососимметричная составляющая перемещений значительно меньше, чем симметричная (как правило, $\frac{y_к}{y_c}$ не больше 0,1—0,2), в первом приближении коэффициент повышения жесткости можно определять по значению s_c для симметричной составляющей нагрузки и принимать $R_{ив} = 1 + 0{,}123\,\lambda^4$.

Аналогичным образом можно рассмотреть кручение балки на упругом основании, а также деформации составных балок — для случая, когда станина не закреплена на фундаменте [15].

Определение коэффициентов жесткости оснований фундамента и станины. В приведенные выше формулы для определения коэффициентов повышения жесткости входят характеристики жесткости оснований — основания фундамента (грунта) при изгибе $K_{ф}$ и кручении $K_{ф.кр}$ и аналогичные характеристики основания станины $K_{ст}$, $K_{ст.кр}$.

При расчете фундаментов как балок на упругом основании по гипотезе Винклера коэффициент жесткости основания при изгибе $K_{ф} = kB_{ф}$ и при кручении $K_{ф.кр} = k_{кр}\frac{B_{ф}^3}{12}$, где $B_{ф}$ — ширина опорной поверхности фундамента; k, $k_{кр}$ — соответствующие коэффициенты постели, характеризующие деформируемость грунта.

Гипотеза Винклера предполагает, что при давлении, передающемся на поверхность грунта по какой-либо малой площадке, грунт будет оседать только под этой площадкой. В действительности грунт оседает не только под фундаментом, но и вблизи него. Поэтому более правильно рассматривать грунт как линейно-деформируемое полупространство [5]. При нагрузках, типичных для фундаментов станков, результаты расчета деформаций по гипотезе Винклера и по гипотезе линейно-деформируемого полупространства мало отличаются, если коэффициент постели при рассмотрении изгиба балок на упругом основании определять, например, по формуле, предложенной М. И. Горбуновым — Посадовым [5]:

$$k = \frac{\pi}{2\ln 4\alpha}\frac{E_{гр}}{B_{ф}(1-\mu_0^2)},$$

где $\alpha = \frac{L_{ф}}{B_{ф}}$.

Аналогично, при рассмотрении кручения балок на упругом основании следует принимать [5]:

$$k_{кр} = \frac{3\pi}{4B_{ф}}\frac{E_{гр}}{(1-\mu_0^2)}.$$

При этом расчет по гипотезе Винклера по существу сводится к расчету по более строгой гипотезе линейно-деформируемого полупространства.

В приведенных формулах μ_0 — коэффициент поперечной деформации грунта (см. стр. 503); $E_{гр}$ — характеристика упругости грунта. Статические осадки грунта состоят из пластической (остаточной) и упругой части. При определении деформаций от переменных или кратковременно действующих нагрузок, в частности от сил резания и веса перемещающихся узлов, коэффициенты постели следует определять по характеристикам, соответствующим упругим составляющим деформаций грунта. В этом случае в формулы подставляют модуль упругости грунта $E_{гр} = E_0'$. При определении деформаций от длительно действующих нагрузок, например от веса неподвижных узлов станка (см. ниже), коэффициенты постели следует определять по модулю E_0 общей деформации грунта, характеризующему как упругие, так и остаточные деформации.

Расчетные характеристики деформируемости грунтов (E_0', E_0) вследствие значительной неоднородности грунта определяются приближенно и колеблются в значительных пределах. В настоящее время надежные табличные данные, которые можно было бы использовать при расчетах, почти отсутствуют.

Значения модуля общей деформации грунта приведены в работе [34]. На стр. 503 приведены значения статических и динамических модулей упругости, которые предлагает использовать при расчетах Э. Рауш [30]. Полные деформации грунта предлагается определять по статическому модулю упругости, соответствующему E_0; упругие деформации характеризуются динамическим модулем упругости, соответствующим E_0'. Значения динамического модуля упругости используются Раушем для расчетов на колебания и возможно в известной степени учитывают инерцию грунта.

Коэффициенты жесткости основания станины определяют по формулам:

$$K_{ст} = k_{пр}b_{ст}; \quad K_{ст.кр} = k_{пр}I_{1ст},$$

где $b_{ст}$ — ширина опорной поверхности станины; $I_{1ст}$ — момент инерции площади участка единичной длины опорной поверхности станины; если станина опирается по двум стенкам при ширине опорной поверхности под каждой стенкой b_i и расстоянии от оси поворота сечений станины до середины опорных поверхностей r_i, то $b_{ст} = \Sigma b_i$; $I_{1ст} = \Sigma b_i r_i^2$; $k_{пр}$ — приведенный коэффициент постели основания станины.

Приведенный коэффициент постели основания станины, характеризующий жесткость соединения станины с фундаментом, определяется из условия равенства перемещений сечений балки на сплошном упругом основании и перемещений в опорах станка.

Для станков, не подлитых цементным раствором [1], приведенный коэффициент постели

$$k_{np} = \frac{n}{F_0} j_0,$$

где j_0 — жесткость опорного элемента в *кГ/см*; F_0 — площадь опорной поверхности станины в *см*^{2}; n — количество опор на площади F_0.

При заданных габаритах опорной поверхности станины чем больше количество опор (n), т. е. чем меньше расстояние l между опорами, тем больше величина приведенного коэффициента постели и меньше деформации станины. Однако уменьшение расстояния между опорами сверх определенных пределов оказывается нежелательным, так как при установке станка на слишком большое количество опор затруднена выверка станка. Кроме того, при $l < 3\sqrt{F_{on}}$, где F_{on} — площадь опорной поверхности башмака (например, для башмака с размерами опорной поверхности 250 × ×350 *мм* при $l < 800$ *мм*), оказывается существенным взаимное влияние деформаций бетонного основания от перемещений соседних опор [43], что также затрудняет выверку. Именно поэтому в практике расстояния между опорами редко делают меньше 600 *мм*.

Для иллюстрации влияния размеров фундамента и жесткости закрепления станка на фундаменте в табл. 8 приведены результаты расчетного определения деформаций станины, возникающих под действием веса стола с заготовкой, для горизонтально-расточного станка с диаметром шпинделя 90 *мм*.

Как и следовало ожидать, высота фундамента существенно влияет на деформации системы и тем больше, чем выше жесткость соединения станины с фундаментом. Для станков, закрепленных на фундаменте высотой 1,4 *м*, деформации станины оказываются на порядок меньше, чем при высоте фундамента 0,4 *м*. Так как при установке станков без закрепления на деформации станины влияют деформации в опорах, деформации станины станка, не закрепленного на фундаменте высотой 1,4 *м*, оказываются примерно такими же, как при установке станка с закреплением на фундаменте высотой 0,4 *м* и всего в 1,5—2 раза меньше, чем при установке станка на этом фундаменте ($H = 0{,}4$ *м*) без закрепления. При установке станка на нежестком фундаменте деформации в опорах меньше влияют на деформации системы, так как значительными оказываются деформации самого фундамента.

[1] Как указывалось выше, для станков, подлитых цементным раствором, жесткость стыка между станиной и фундаментом в первом приближении полагается бесконечно большой. Для станков, закрепленных болтами, величина j_0 обычно достаточно велика. В этих случаях деформации в стыке не рассматриваются.

Таблица 8

Результаты расчетного определения деформаций станины горизонтально-расточного станка с диаметром шпинделя $d = 90$ *мм*

Расчетные параметры: $G_u = 3900$ *кГ*; $l_1 = 100$ *см*; $EI = 70 \cdot 10^{10}$ *кГсм*^{2}; $GI_{кр} = 50 \cdot 10^{10}$ *кГсм*^{2}; $EI_{изг} = 250 \cdot 10^{10}$ *кГсм*^{2}, $F_{ст} = 850$ *см*^{2}; жесткость опор при установке станка без закрепления болтами $j_0 = 50 \cdot 10^4$ *кГ/см*; количество опор $n = 14$; площадь опорной поверхности станины $F_0 = 15 \cdot 10^3$ *см*^{2}; расстояние от подошвы станка до центра жесткости станины $c_{ст} = 35$ *см*; $L = 500$ *см*; модуль упругости грунта $E_0' = 1200$ *кГ/см*^{2}, $\mu_0 = 0{,}35$; $s_к = 0{,}02$

Деформации станины	Крепление станка на фундаменте	Тип и размеры фундамента			
		Индивидуальный; $L_{ф} = 570$ *см*, $B_{ф} = 210$ *см*			Общая плита цеха $B_{пр} = 430$ *см*
		Высота фундамента $H_{ф}$ в *см*			
		140	100	40	40
Прогиб f в *мм*	Закреплен	0,0022	0,0043	0,015	0,017
	Не закреплен	0,016	0,021	0,035	0,037
Угол закручивания φ в *мм/м*	Закреплен	0,0023	0,0046	0,020	0,014
	Не закреплен	0,029	0,029	0,041	0,032

Примечание. Приведенная длина $L_{пр}$ фундаментной плиты для закрепленного станка — 785 *см*, для не закрепленного — 580 *см*.

Приведенные цифры подтверждают, что установка станков на фундаменте значительной высоты дает ожидаемый эффект только при наличии жесткого закрепления станка на фундаменте.

При одинаковой толщине плиты цеха и высоте индивидуального фундамента деформации оказываются примерно одинаковыми. Это объясняется тем, что основное участие в работе станины принимает часть плиты, расположенная непосредственно под станком. При установке станка на индивидуальном фундаменте жесткость грунта на деформации системы влияет слабо. При установке станков на плите жесткость грунта заметно влияет на деформации системы, главным образом при изгибе: при $E_0' = 200$ *кГ/см*^{2} деформации изгиба оказываются почти в 2 раза больше, чем при $E_0' = 1200$ *кГ/см*^{2}, и больше, чем при установке станка на индивидуальном фундаменте той же высоты, что и толщина плиты. Это объясняется тем, что на нежестких грунтах относительно большая часть плиты вовлекается в работу, так как меньшая нагрузка воспринимается грунтом. При этом кривизна плиты в зоне расположения станка оказывается больше. Из этого следует, что при установке станков на участках с грунтами малой жесткости выгоднее использовать индивидуальные фундаменты.

Результаты экспериментального исследования деформаций сплошных станин с фундаментами на моделях. Экспериментальное исследование деформаций станин с фундаментами в реальных условиях представляет значительные трудности из-за сравнительно небольших деформаций станин, неопределенности грунтовых условий, условий опирания и закрепления станин и т. п. Потому экспериментальное исследование, имеющее целью проверку изложенной методики расчета, было проведено на моделях.

Модели станин выполняли из органического стекла ($E = 30 \times \times 10^3$ *кГ/см²*), модели фундамента — из пробковой пластмассы ($E_ф = 380$ *кГ/см²*). В качестве фундаментных плит, имитирующих общую плиту цеха, использовали тонкие листы из органического стекла. Упругое основание, моделирующее грунт, было выполнено из листов поролона ($E_0' = 1{,}8$ *кГ/см²*) толщиной 70 *мм*, положенных один на другой.

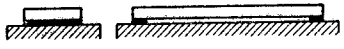
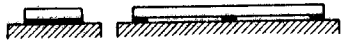
В табл. 9 приведены величины жесткости на кручение моделей станин, закрепленных на фундаменте, измеренные и вычисленные по приведенной выше формуле (см. стр. 502). При экспериментах модель жестко закрепляли одним концом и закручивали моментом M на другом. При этом жесткость на кручение определяли по формуле $GI = \frac{ML}{\varphi}$, где φ — измеренный угол закручивания модели на длине L.

Экспериментальные и расчетные значения жесткости достаточно хорошо совпадают.

При моделировании системы станина — фундамент — грунт, состоящей из элементов, материалы которых имеют существенно

Таблица 9

Сравнение результатов расчетного и экспериментального определения жесткости на кручение моделей станин, закрепленных на фундаменте

№ модели	Эскиз модели	Жесткость GI в *кГсм²*	
		экспериментальная	расчетная
Iа		$24{,}7 \cdot 10^3$	$25{,}3 \cdot 10^3$
Iб		$26{,}8 \cdot 10^3$	$31{,}6 \cdot 10^3$
Iв		$30 \cdot 10^3$	$35{,}6 \cdot 10^3$
IIг		$25{,}6 \cdot 10^3$	$23{,}1 \cdot 10^3$
IIIг		$34 \cdot 10^3$	$38 \cdot 10^3$

разные модули упругости, задача исследования деформаций осложняется тем, что в зависимости от сочетания упругих свойств основания и жесткости элементов меняется характер их деформаций. Так, характер деформаций длинных балок на упругом основании при $\lambda > 3$ и коротких при $\lambda \approx 1 \div 2$ будет существенно различным. При экспериментах выдержать соотношения модулей упругости моделей станины, фундамента и упругого основания такими же, какие имеют место в действительности, не удалось. При среднем модуле упругости грунта $E_0' = 1000$ *кГ/см²* в натуре — E_0' : $: E_ф : E \approx 1 : 200 : 2000$; для выбранных материалов моделей $E_{осн} : E_{фунд} : E_{ст} = 1 : 210 : 16\,700$. Поэтому подобие характера деформирования модели и натуры обеспечивалось соответствующим выбором размеров моделей. Размеры моделей станины и фундамента в плане были приняты такими, чтобы при соотношениях размеров $L_ф/B_ф$, близких к реальным, конечные размеры модели упругого полупространства ($1000 \times 1000 \times \times 350$ *мм*) не сказывались на результатах измерений. Высота поперечного сечения балок, имитирующих станину и фундамент, подбиралась из условия равенства показателей жесткости λ для реальных станин и фундаментов и их моделей. Толщину листов из органического стекла, моделировавших фундаментные плиты, выбирали исходя из того, чтобы соотношение жесткостей моделей станины и фундаментной балки приведенной ширины было таким же, как в реальных конструкциях. При экспериментах исследовали деформации моделей станин, приклеенных к фундаменту, что имитировало установку станков с закреплением болтами и подливкой, и деформации моделей станин, установленных на фундаменте на отдельных опорах. Жесткость j_0 опор подбирали так, чтобы при коэффициенте жесткости основания станины $K_{ст} = \frac{nj_0 b_{ст}}{F_0}$ (см. стр. 509) значения показателя жесткости $\lambda_{ст}$ соответствовали реальным.

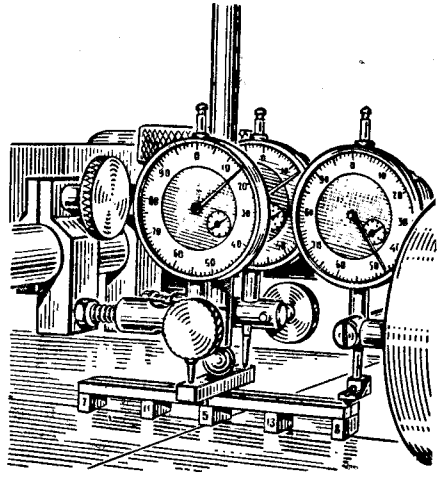


Рис. 29. Общий вид установки для измерения деформаций моделей сплошных станин совместно с фундаментами

Для оценки допустимости рассмотрения вместо деформаций бесконечной фундаментной плиты деформаций балки конечных приведенных размеров после проведения измерений перемещений

станины, установленной на плите, из той же плиты вырезали балку, размеры которой определяли по предложенным формулам, и измерения повторяли.

Модель станины нагружали сосредоточенной силой, приложенной по середине длины симметрично по оси балки или с эксцентриситетом, что обеспечивало нагружение балки, помимо изгибающей силы, еще и крутящим моментом. Измеряли соответствующие перемещения в нагруженном сечении и на концах балки — станины; в отдельных случаях — перемещения фундамента и фундаментной плиты. Общий вид установки для измерения деформаций модели станины, установленной на плите на опорах, приведен на рис. 29.

Результаты экспериментов и соответствующих расчетов приведены в табл. 10. Расхождение результатов относительно невелико.

Таблица 10

Сравнение результатов расчетного и экспериментального определения деформаций сплошных станин совместно с фундаментами ($P = 1{,}54$ *кГ*; $M = 1{,}08$ *кГсм*)

Размеры ($L \times B \times h$) модели станины в *мм* и тип фундамента	Установка модели		Перемещения в середине относительно концов			
			Прогиб в *мм*		Угол закручивания в *мм/м*	
			экспериментальный	расчетный	экспериментальный	расчетный
230×20×5; индивидуальный	Подлита		0,165	0,135	1,0	0,88
	На семи опорах		0,64	0,66	—	—
120×20×5; общая плита цеха	Подлита	на плите	0,1	—	0,7	—
		на балке приведенных размеров	0,11	0,13	0,8	0,85
	На пяти опорах	на плите	0,35	—	—	—
		на балке приведенных размеров	0,34	0,35	—	—

Деформации сплошных станин в результате неравномерных осадок фундамента. Для станков с длинными станинами существенное влияние на изменение прямолинейности направляющих во времени оказывает изменение осадок фундамента по длине станины, приводящее к ее искривлению. Осадки фундаментов определяются уплотнением всей сжатой зоны грунта под фундаментом. Величина полной осадки зависит от нагрузки на грунт, от размеров фундамента, от сжимаемости грунта; скорость затухания осадок — главным образом от водопроницаемости грунта и от ползучести скелета грунта [39]. Так как в станках с длинными станинами нагрузка на основание по длине фундамента не равномерна — на участках под тяжелыми узлами, например под порталом, существенно больше, чем в остальной части, — то и осадка фундамента происходит неравномерно, что вызывает изменение искривленности станины во времени. Так как непрямолинейность станины может быть выправлена с помощью регулировочных винтов или башмаков, важно, чтобы изменение искривленности станины за период между выверками при достаточной длительности этого периода не превышало величины допуска на непрямолинейность, устанавливаемого нормами точности. Разность осадок на длине станины зависит от свойств грунта, от жесткости системы станина — фундамент и от характера нагрузки на фундамент.

В практике для уменьшения неравномерности осадок фундамента в процессе эксплуатации станка принимают специальные меры. Например, в руководстве к зубофрезерному станку мод. 5343 рекомендуется до начала монтажа станка загрузить фундамент грузом 100 *т* и выдерживать под этой нагрузкой 4—5 мес.

Для расчетной оценки неравномерности осадок фундаментов рассмотрим изгиб станин совместно с фундаментами как балок на упругом основании под действием длительно действующей нагрузки — веса тяжелых неподвижных узлов станка. При этом коэффициент постели будем определять по модулю общей деформации грунта E_0 (см. стр. 509) и считать зависящим от степени уплотнения грунта, меняющейся в процессе стабилизации осадки.

Затухание осадок во времени приближенно оценивается на основе теории гидродинамических напряжений, относящейся к грунтам с наличием в порах свободной, гидравлически непрерывной воды [39]. Внешнее давление, действующее на грунт, передается на твердые частицы (на скелет грунта) и создает давление в воде. С течением времени по мере фильтрации воды давление в воде будет уменьшаться, а в скелете грунта увеличиваться. Скорость уплотнения (скорость стабилизации осадок) в основании определяется скоростью выжимания воды из пор грунта. Когда фильтрация воды прекратится, осадки стабилизируются. Так как осадка слоя водонасыщенного грунта обусловлена только той частью давления, которое передается на грунт, степень уплотнения грунта за данное время t может быть оценена по площади

эпюры давлений в скелете грунта. При этом осадка за время t [39]:

$$s_t = s\left[1 - \frac{8}{\pi^2}\left(e^{-N} + \frac{1}{9}e^{-9N} + \ldots\right)\right],$$

или приближенно, если удовлетворить граничным условиям при

$$t = 0 \quad \text{и} \quad t \to \infty, \quad s_t = s(1 - e^{-N}).$$

Здесь s — полная, стабилизированная величина осадки,

$N = \frac{\pi^2 C_v t}{4H^2}$; $C_v = \frac{k_\phi E_0}{\gamma_в} \cdot \frac{(1-\mu_0)}{(1+\mu_0)(1-2\mu_0)}$ — коэффициент консолидации грунта; $\gamma_в = 0{,}001$ *кГ/см*^{3} — объемный вес воды; k_ϕ — коэффициент фильтрации; E_0 — модуль общей деформации грунта (см. табл. 7, а также [34]); μ_0 — коэффициент поперечной деформации грунта (см. стр. 503).

Ориентировочно значения коэффициентов фильтрации грунта можно принимать [34]: для песков крупнозернистых $3 \cdot 10^6$ — $3 \cdot 10^5$ *см/год*; среднезернистых $3 \cdot 10^6$—$3 \cdot 10^4$ *см/год*; пылеватых и мелкозернистых $3 \cdot 10^4$—$3 \cdot 10^3$ *см/год*; для супесей и трещиноватых глин $3 \cdot 10^3$—30 *см/год*; для суглинков и тяжелых супесей 30—3 *см/год* и для нетрещиноватых глин < 3 *см/год*.

Приведенная формула для s_t справедлива для случая действия бесконечно распространенной нагрузки или для слоя грунта толщиной H, сжимаемого без возможности его бокового расширения. При приближенной оценке затухания осадок, если учитывать только главное направление токов фильтрации воды, закономерности, полученные для одномерной задачи, можно распространить на пространственную. При этом действительные эпюры уплотняющих давлений заменяются некоторой эквивалентной [39].

Используя формулу для s_t, окончательное выражение для коэффициента постели в зависимости от времени можно записать в виде

$$k_t = \frac{\pi}{2\ln(4\alpha)} \frac{E_0}{B_\phi (1-\mu_0^2)\left(1 - e^{-N}\right)},$$

где $\alpha = \frac{L_\phi}{B_\phi}$; $N \approx \frac{\xi_0 k_\phi E_0 (1-2\mu_0)\, t}{B_\phi^2 \ln^2(4\alpha)(1-\mu_0^2)(1-\mu_0)^2 \gamma_в}$.

В случае односторонней фильтрации воды вверх, когда вся эпюра уплотняющих давлений лежит в однородном грунте и грунт на глубине H не содержит никаких фильтрующих прослоек (песка, гравия и т. п.), $\xi_0 \approx 1{,}52$; при двусторонней фильтрации слоя грунта мощностью H, когда основание и вершина эпюры уплотняющих давлений лежат в фильтрующих слоях грунта, $\xi_0 \approx 0{,}38$.

Для оценки величины искривления станины в результате деформаций фундамента удобно воспользоваться изложенным выше приближенным расчетом балок на упругом основании с помощью коэффициентов повышения жесткости. Так как осадка фундамента происходит под действием веса узлов станка, относительные перемещения станины определяются под действием заданной и дополнительной нагрузок (см. стр. 500).

При определении искривления станины в результате оседания фундамента исключим из рассмотрения нагрузку, равномерно распределенную по длине (например, нагрузку от веса станины), и будем рассматривать деформации фундамента только под действием той части нагрузки, которая существенно превышает уро-

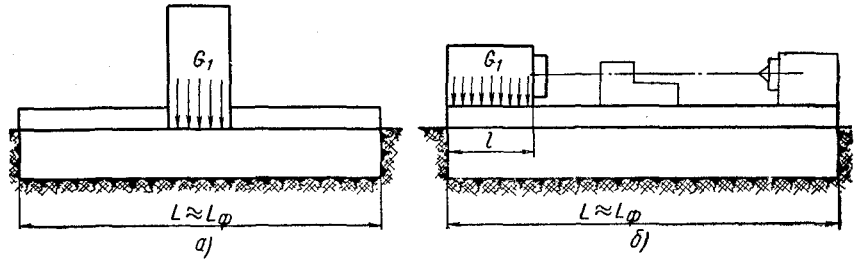


Рис. 30. Расчетные схемы для определения деформаций сплошных станин в результате неравномерных осадок фундамента:

а — станки портального типа; *б* — станки типа тяжелых токарных

вень равномерно распределенной нагрузки. Расчетные схемы фундаментов станков портального типа и токарных приведены на рис. 30. При этом прогиб станины в результате осадки фундамента за время t, исчисляемое с момента монтажа станка, может быть определен по формулам:

для станков портального типа

$$f_t = \frac{G_1 L^3}{128 R_{ив}(t)\,[EI]};$$

для станков типа токарных (на длине между бабками)

$$f_t = \frac{G_1 (L-2l)^3 (5L+2l)}{384 L R_{ив}(t)\,[EI]}.$$

Здесь G_1 — вес портала или передней бабки; $[EI]$ — жесткость системы станина — фундамент на изгиб в вертикальной плоскости; l — длина передней бабки; $R_{ив}(t) = (1 + 0{,}123\lambda_t^4)$ — коэффициент повышения жесткости при изгибе, изменяющийся со временем; $\lambda_t = \frac{L_\phi}{2}\sqrt[4]{\frac{k_t B_\phi}{4[EI]}}$ — показатель жесткости балки (системы станина — фундамент), также изменяющийся со временем. Остальные обозначения прежние.

Применение полученных формул и зависимость осадки от свойств грунта проиллюстрируем на примере расчета фундамента продольно-строгального станка 7233.

Расчетные параметры: размеры фундамента $L_\phi = 770$ *см*; $B_\phi = 140$ *см*; $H_\phi = 100$ *см*; вес портала $G_1 = 12\,000$ *кГ*; модуль упругости бетона $E_\phi = 2 \cdot 10^5$ *кГ/см²*; грунт — суглинки, $E_0 = 200$ *кГ/см²*; $\mu_0 = 0{,}35$; $k_\phi = 30$ *см/г* Подставляя эти величины в приведенные выше формулы [1], получим

$$N = 47{,}2t; \quad K_{\phi t} = k_t B_\phi = \frac{125}{1 - e^{-47{,}2t}};$$

$$f_t = \frac{0{,}018}{1 + \frac{0{,}036}{1 - e^{-47{,}2t}}}.$$

Прогиб при полной, стабилизированной осадке (при $t \to \infty$) $\frac{0{,}018}{1{,}036} = 0{,}0174$ *см* $= 0{,}17$ *мм*.

Допуск на непрямолинейность направляющих в данном случае (при длине направляющих около 8 *м*) составляет 0,04 *мм*. Таким образом, как и следовало ожидать, полная величина осадки существенно превышает допустимую величину искривленности станины.

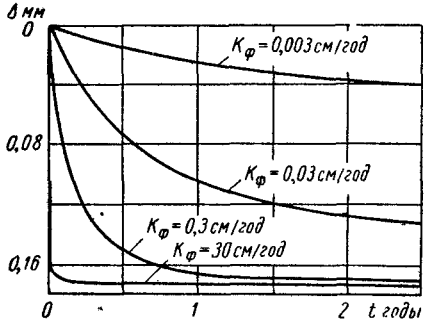


Рис. 31. Зависимость прогибов (неравномерности осадки) фундамента от времени при различных коэффициентах фильтрации грунта

На рис. 31 нанесены кривые изменения искривленности во времени, вычисленные по полученной формуле при разных коэффициентах фильтрации. Как можно видеть, при $k_\phi = 30$ *см/г* в течение первой недели осадка практически стабилизируется. В этом случае станок, выставленный после монтажа, повторной выверки, связанной с осадкой фундамента, не требует. При коэффициенте фильтрации $k_\phi = 0{,}3$ *см/г* примерно через год необходима повторная выверка станка. При $k_\phi = 0{,}03$ *см/г* выверку станка следует производить примерно каждые полгода в течение 1,5—2 лет; при $k_\phi < 0{,}03$ *см/г* осадки фундамента продолжаются достаточно долго, но величина их за время нормальной эксплуатации станка оказывается весьма незначительной.

Таким образом, из приведенного примера очевидно, что на хорошо водопроницаемых грунтах деформации фундамента стабилизируются быстро и могут быть компенсированы регулировкой установки станка на фундаменте; на практически водонепроницаемых грунтах нарастание осадок во времени идет очень медленно и в пределах реального срока службы станка может не учитываться. На грунтах средней водопроницаемости (суглинки, частично супеси) жесткость фундамента должна назначаться с учетом свойств грунта.

[1] Жесткость станины, увеличивающая жесткость системы станина — фундамент, здесь не учитывается. При этом $[EI] = E_\phi I_{\phi y}$.

При назначении высоты (жесткости) фундамента можно исходить из того, чтобы при заданной периодичности выверки станка (например, 1 год) деформации станины в результате осадок фундамента не превышали допустимых по нормам точности. Так как перед пуском в эксплуатацию станок выверяют, причем с момента монтажа основных узлов до пуска станка проходит некоторое время (t_0), то можно считать, что деформации, которые устанавливаются за это время, компенсируются выверкой станка.

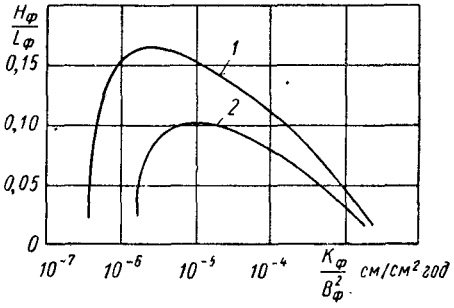


Рис. 32. Зависимость отношения $\frac{H_\phi}{L_\phi}$ от приведенного коэффициента фильтрации грунта

(высота фундамента устанавливается из условия, чтобы искривление станины за 1 год не превышало допуска на прямолинейность направляющих станины; перед пуском станка в эксплуатацию, т. е. примерно через 0,1 года после окончания монтажа, станок выверяется): *1* — станки портального типа; *2* — тяжелые токарные станки

Таким образом, если принять, что период между выверками равен T, то изменение прогиба станины с момента пуска станка в эксплуатацию до повторной выверки может быть вычислено по формуле $\Delta = f_{(t_0+T)} - f_{t_0}$, где f_{t_0}, $f_{(t_0+T)}$ — прогибы станины за время t_0 и $t_0 + T$ соответственно. Сравнивая вычисленную величину Δ с допуском на прямолинейность направляющих станины (или на прямолинейность перемещения соответствующего узла по направляющим), можно подобрать достаточную высоту фундамента и соответственно определить и оговорить в руководстве к станку периодичность выверки станины.

На рис. 32 приведены кривые, иллюстрирующие зависимость высоты фундамента от коэффициента фильтрации грунта, построенные, исходя из изложенных соображений при некоторых средних соотношениях параметров (принято $E_0 = 200$ *кГ/см²*, $\mu_0 = 0{,}35$). Как и следовало ожидать, необходимая высота фундамента для станков портального типа оказывается существенно больше, чем для токарных станков. Полученные результаты достаточно хорошо согласуются с результатами практики. В реальных условиях глубина фундаментов продольно-строгальных и

продольно-фрезерных станков колеблется в пределах $(0{,}07 \div 0{,}15)L$, а токарных $(0{,}08 \div 0{,}1)\,L$.

В заключение следует отметить, что анализ затухания осадки фундаментов во времени, несмотря на приближенный характер использованных зависимостей и ориентировочные значения характеристик грунта, все же позволяет получить конкретные значения требуемой и предельной высоты фундамента.

ЖЕСТКОСТЬ НЕСУЩИХ СИСТЕМ ОДНОСТОЕЧНЫХ И ПОРТАЛЬНЫХ СТАНКОВ

Определение деформаций стоек

Специфика расчета жесткости стоек определяется существенным влиянием на деформации касательных напряжений (при небольшой деформируемой длине стоек) и возможностью искажения контура поперечного сечения.

При сравнительно небольшой длине стоек или при наличии поперечных перегородок или ребер, т. е. при жестком контуре поперечного сечения, общие деформации стоек определяют как для брусьев сплошного поперечного сечения некоторой постоянной приведенной жесткости. Так определяют деформации стоек сверлильных, консольных и бесконсольно-фрезерных, агрегатных и т. п. станков.

При сравнительно большой длине стоек или при отсутствии поперечных перегородок или ребер контур сечения стоек искажается. При искажении контура поперечного сечения перемещения стенок, которые при этом имеют место, не могут быть выражены через элементарные перемещения кручения и изгиба однородных брусьев и вычисляются непосредственно. Так рассчитывают, например, стойки универсально-расточных станков.

Местные деформации направляющих определяют так же, как для горизонтальных станин.

Определение общей жесткости стоек. В общем случае стойки испытывают деформации изгиба и сдвига в двух плоскостях и кручения.

Жесткость стоек на изгиб определяют по моменту инерции расчетного сечения, т. е. сечения, наиболее точно отражающего конструктивные особенности стойки. При изменении сечений по высоте стойки за расчетное выбирают сечение, удаленное от наибольшего на расстояние примерно равное $\frac{1}{3}$ длины участка переменной жесткости. Влияние поперечных ребер и перегородок на жесткость изгиба невелико и может не учитываться. При наличии надежно притянутых крышек, закрывающих окна, влияние окон можно не учитывать.

Жесткость стоек на сдвиг определяют по площади расчетного сечения. Коэффициент распределения сдвига $\varkappa$ можно определить

в зависимости от $t_1 = \frac{h_1}{b_1}$ — отношения габаритных размеров сечения (h_1 — размер в плоскости, параллельной плоскости действия силы):

t_1	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0
$\varkappa$	4,5	3,2	2,4	1,9	1,6

Жесткость стоек на кручение определяют по формуле

$$GI_{кр} = G\frac{4F^2}{\sum \frac{l_i}{\delta_i}},$$

где F — площадь сечения, описанного осевыми линиями стенок замкнутого контура расчетного сечения, в $см^2$; l_i — длина участ-

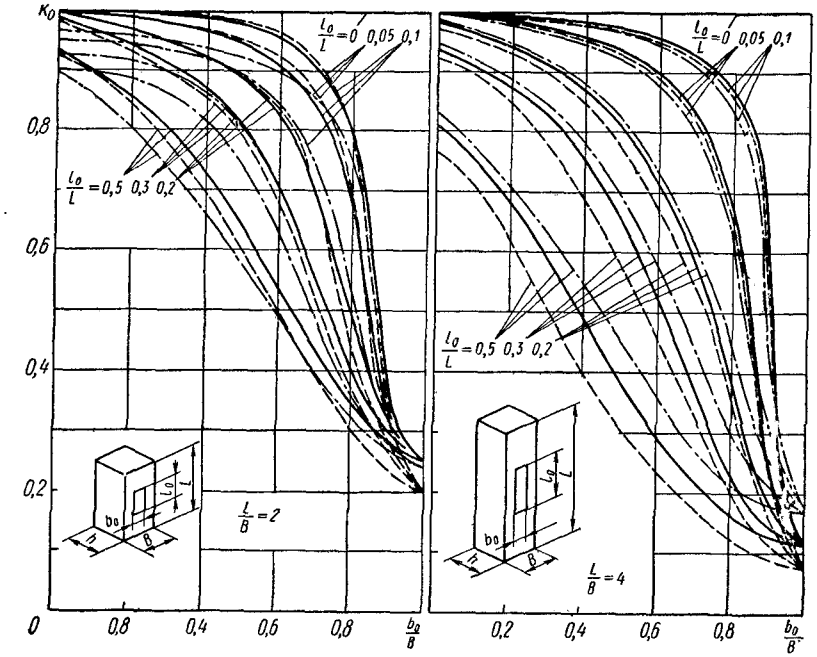
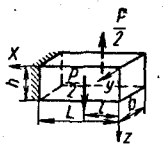


Рис. 33. Коэффициент k_0 понижения жесткости стоек на кручение при разных соотношениях размеров окон и стоек

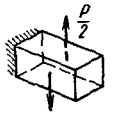
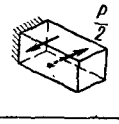
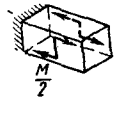
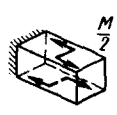
(штриховые линии при $\frac{h}{b} = 0{,}5$; сплошные — при $\frac{h}{b} = 1{,}0$; штрих-пунктирные — при $\frac{h}{b} = 2{,}0$)

ков замкнутого контура расчетного сечения в *см*, имеющих постоянную толщину δ_i в *см* (при постоянной толщине δ стенок контура $\sum \frac{l_i}{\delta_i} = \frac{П}{\delta}$, где $П$ — периметр сечения в *см*).

Таблица 11



Расчетные формулы для определения перемещений нагруженного сечения коробчатых балок при разных видах кососимметричной нагрузки

Эскиз нагружения	Перемещение нагруженной стенки	Угол наклона нагруженной стенки	Перемещение ненагруженной стенки	Угол наклона ненагруженной стенки
	$f_z = \frac{P\varepsilon(1-\alpha)}{2E\delta t(1+t)} R_1$	$\theta_{xz} = \frac{3P\varepsilon^2 t(1-\alpha)^2}{E\delta h(1+t)} R_5$	$f_y = -\frac{P\varepsilon(1-\alpha)}{2E\delta(1+t)} R_2$	$\theta_{xy} = \frac{3P\varepsilon^2 t^2(1-\alpha)^2}{E\delta h(1+t)} R_6$
	$f_y = \frac{P\varepsilon t^2(1-\alpha)}{2E\delta t(1+t)} R_4$	$\theta_{yx} = \frac{3P\varepsilon^2 t^3(1-\alpha)^2}{E\delta h(1+t)} R_3$	$f_z = -\frac{P\varepsilon(1-\alpha)}{2E\delta(1+t)} R_2$	$\theta_{xz} = \frac{3P\varepsilon^2 t^2(1-\alpha)^2}{E\delta h(1+t)} R_5$
	$f_z = \frac{3M\varepsilon^2 t(1-\alpha)^2}{E\delta h(1+t)} R_6$	$\theta_{xz} = \frac{6M\varepsilon t(1-\alpha)}{E\delta h^2(1+t)} R_6$	$f_y = -\frac{3M\varepsilon^2 t^2(1-\alpha)^2}{E\delta h(1+t)} R_3$	$\theta_{yx} = \frac{6M\varepsilon t^2(1-\alpha)}{E\delta h^2(1+t)} R_6$
	$f_y = \frac{3M\varepsilon^2 t^3(1-\alpha)^2}{E\delta h(1+t)} R_3$	$\theta_{yx} = \frac{6M\varepsilon t^3(1-\alpha)}{E\delta h^2(1+t)} R_6$	$f_z = -\frac{3M\varepsilon^2 t^2(1-\alpha)^2}{E\delta h(1+t)} R_6$	$\theta_{xz} = \frac{6M\varepsilon t^2(1-\alpha)}{E\delta h^2(1+t)} R_6$

Обозначения: δ — толщина стенок; E — модуль упругости; $\varepsilon = \frac{L}{h}$; $t = \frac{h}{b}$; $\alpha = \frac{l}{L}$. *Для балок без перегородок:* $R_1^0 = 4\varepsilon^2 t^2(1-\alpha)^2 + 3t^2 + 2t + 0{,}5$; $R_2^0 = 4\varepsilon^2 t^2(1-\alpha)^2 + 0{,}5(t^2 - t + 1)$; $R_3^0 = R_5^0 = R_6^0 = 1$; $R_4^0 = 4\varepsilon^2 t^2(1-\alpha)^2 + 3 + 2t + 0{,}5t^2$. *Для балок с одной сплошной перегородкой на конце:* $R_1^n = R_1^0 - \frac{(1-\alpha)A_1^2}{2A}$; $R_2^n = R_2^0 - \frac{(1-\alpha)A_1 A_2}{2A}$; $R_3^n = 1 - \frac{2(1+\alpha)A_2}{A}$; $R_4^n = R_4^0 - \frac{(1-\alpha)A_2^2}{2A}$; $R_5^n = 1 - \frac{2(1+\alpha)A_1}{A}$; $R_6^n = 1 - \frac{(1+\alpha)A_2}{A}$; $A = 32\varepsilon^2 t^2 + 9t^2 + 6t + 9$; $A_1 = 8\varepsilon^2 t^2(2 - \alpha - \alpha^2) + 7t^2 + 3t + 2$; $A_2 = 8\varepsilon^2 t^2(2 - \alpha - \alpha^2) + 7 + 3t + 2t^2$; $A_3 = 24\varepsilon^2 t^2(1 - \alpha^2)$.

Влияние на жесткость элементов, расположенных вне основного потока касательных напряжений, например продольных ребер, направляющих, соединяющихся с основным контуром сечения одной переходной стенкой, и т. п., определяемое собственной жесткостью этих элементов, при свободном кручении невелико и его можно не учитывать.

Влияние окон на жесткость кручения стоек учитывается умножением расчетной жесткости на коэффициент понижения жесткости k_0, определяемый по кривым рис. 33. При наличии нескольких окон коэффициент k_0 следует определять в зависимости от размеров окна, оказывающего наибольшее влияние на жесткость, т. е. обычно наибольшего. При этом следует иметь в виду, что при равных размерах окна в широких стенках оказывают существенно меньшее влияние, чем в узких, и что из размеров окна наибольшее влияние на жесткость оказывает его ширина. Влияние окон, имеющих размеры, существенно меньшие, чем основное, по которому определяется коэффициент k_0, в первом приближении можно не учитывать.

При наличии двух примерно равных окон в противоположных стенках коэффициент понижения жесткости определяется как произведение коэффициентов k_0 и k_0'. Коэффициент $k_0' = 0{,}7 \div 0{,}95$ учитывает дополнительное понижение жесткости за счет второго окна. Большие значения коэффициента k_0' следует принимать при расположении окон в широких стенках, ширине окон $b_0 \approx 0{,}5B$ и значительной длине $\left(\frac{l_0}{L} = 0{,}3 \div 0{,}5\right)$.

При наличии крышек, закрывающих окна и притягиваемых винтами, влияние окна будет компенсировано, если сила затяжки одного винта

$$Q \geqslant \frac{M(b_0 + l_0)}{Ffn},$$

где M — момент, закручивающий стойку, в *кГсм*; b_0, l_0 — размеры окна в *см*; f — коэффициент трения; n — число винтов, крепящих крышку.

Приближенное определение деформаций стоек с учетом искажения контура сечения. При определении деформаций с учетом искажения контура поперечного сечения стойку рассматривают как тонкостенную коробчатую балку с сечением в виде правильного полого прямоугольника. За отношение сторон прямоугольника $t = \frac{h}{b}$ принимают отношение габаритных размеров сечения.

В первом приближении можно принимать, что симметричная составляющая полной пространственной нагрузки, действующей на стойку, вызывает деформации изгиба и сдвига, которые определяются как для однородных брусьев постоянной жесткости (так же, как в предыдущем случае).

Перемещения нагруженного сечения от действия кососимметричной составляющей нагрузки для стоек без перегородок или с одной концевой перегородкой определяют по формулам, приведенным в табл. 11. Для стоек с поперечными ребрами перемещения можно определять по тем же формулам. В этом случае коэффициенты R (обозначаемые R^p), входящие в формулы табл. 11, определяются в зависимости от коэффициентов R^0 для стоек без перегородок по формулам:

$$R_1^p = R_1^0(1-s)+s; \quad R_4^p = R_4^0(1-s)+s;$$
$$R_2^p = R_2^0(1-s)-s; \quad R_5^p = R_5^0(1-s);$$
$$R_3^p = R_3^0(1-s); \quad R_6^p = R_6^0(1-s),$$

где s — коэффициент, учитывающий влияние поперечных ребер.

$\frac{h_p}{\delta} = \frac{\text{высота ребра}}{\text{толщина стенки}}$	1	1,5	2	3—4
s	0,3—0,5	0,55—0,7	0,7—0,85	0,8—0,95

Бóльшие значения следует применять для стоек с отношением сторон сечения $\frac{h}{b} \neq 1$ при действии нагрузки у верхнего конца стойки, меньшие — для стоек с сечением, близким к квадратному при действии нагрузки в средних по высоте сечениях.

Приведенные формулы могут быть использованы для расчета стоек с перегородками и стоек без перегородок при $\frac{\delta}{h} \leqslant 0{,}03$. Уточненные расчеты для стоек без перегородок с относительно бóльшей толщиной стенок см. стр. 534, а также работу [15].

Для учета влияния на перемещение при искажении контура сечения продольных ребер и направляющих расчет проводится не по фактической, а по приведенной толщине стенок, определяемой из условия равенства площади сечения стенки с ребрами (или направляющими) и стенки приведенной толщины.

Определение суммарной жесткости стоек. Суммарную жесткость стоек предлагается характеризовать величиной перемещения (при заданной силе) инструмента относительно заготовки в результате деформаций стоек при достаточно типичном случае обработки. В качестве примера приведем расчетные зависимости для определения жесткости стоек вертикально-сверлильных и горизонтально-фрезерных станков.

Рабочей нагрузкой для несущих систем сверлильных станков является осевая сила подачи и крутящий момент на шпинделе. Основное значение в отношении точности обработки имеет нагружение силой подачи, так как по сравнению с деформациями от силы подачи деформациями от крутящего момента можно пренебречь. Погрешности обработки на сверлильных станках определяются величиной взаимного наклона инструмента и заготовки.

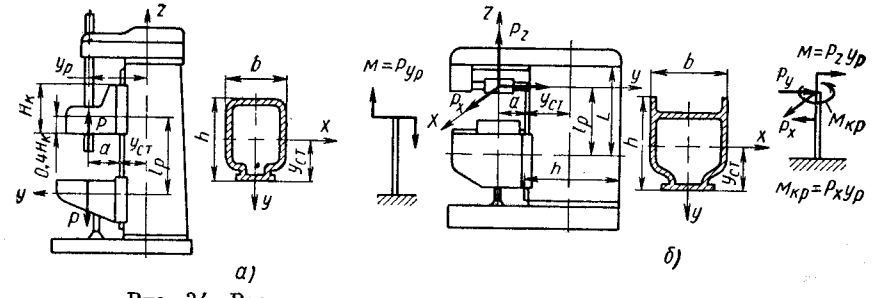


Рис. 34. Расчетные схемы стоек одностоечных станков:
а — вертикально-сверлильного; *б* — консольного горизонтально-фрезерного

При достаточно хорошем качестве изготовления стыков на долю собственных деформаций элементов несущей системы приходится до 30% полной величины взаимного наклона инструмента и заготовки, а на долю одной стойки — около 10—15%.

Расчетная схема стойки вертикально-сверлильного станка приведена на рис. 34, *а*.

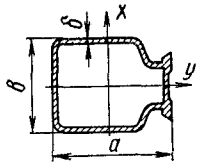
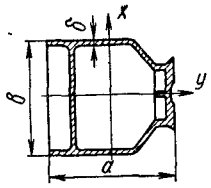
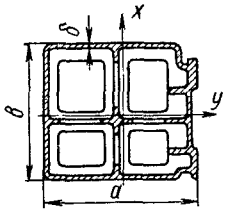
Взаимный угол наклона инструмента и заготовки в результате деформаций стойки может быть определен по формуле

$$\theta = \frac{P y_p l_p}{E I_x},$$

где P — осевая сила на сверле в $кГ$; l_p — деформируемая длина стойки в $см$; y_p — расстояние от оси стойки до оси сверла в $см$; EI_x — жесткость стойки на изгиб относительно оси x.

При расчете стоек горизонтально-фрезерных станков нагружение системы принимается соответствующим наиболее типичному случаю обработки — фрезерованию цилиндрической фрезой. В первом приближении влияние диаметра фрезы не рассматривается и принимается, что сила P_y действует вдоль оси оправки и что перемещение точки приложения силы в результате деформаций

Результаты расчета стоек вертикально-сверлильных, консольных

Группа станков	Станок: Модель	Станок: Основные параметры (в мм)	Эскиз сечения	Стой: Основные размеры в мм: a	в	δ	Геометрическая харак сече: F см²	I_x см⁴	I_y см⁴
Вертикально-сверлильные	2А125	$d = 25$		360	280	15	197	$3{,}3 \cdot 10^4$	—
	2А135	$d = 35$		450	330	15	238	$5{,}9 \cdot 10^4$	—
	2А150	$d = 50$		480	350	15	258	$8{,}7 \cdot 10^4$	—
	2170	$d = 75$		580	420	20	394	$18{,}0 \cdot 10^4$	—
Горизонтально-фрезерные	6П80	200 × 800		480	400	14	316	$7{,}5 \cdot 10^4$	$6{,}4 \cdot 10^4$
	6Н81	250 × 1000		520	450	15	272	$8{,}3 \cdot 10^4$	$7{,}2 \cdot 10^4$
	6Н82	320 × 1250		690	525	16	715	$37 \cdot 10^4$	$19 \cdot 10^4$
	6Н83	400 × 1600		790	575	15	687	$43 \cdot 10^4$	$24 \cdot 10^4$
Горизонтально-расточные	262Г	$d = 85$		800	640	18	958	$63 \cdot 10^4$	$56 \cdot 10^4$
	2630	$d = 125$		910	915	18	990	$113 \cdot 10^4$	$117 \cdot 10^4$
	2660	$d = 200$		1620	1400	25	3390	$960 \cdot 10^4$	$714 \cdot 10^4$
	2670	$d = 250$		1760	1770	30	3890	$1360 \cdot 10^4$	$1750 \cdot 10^4$
	2680	$d = 320$		2090	2080	30	4250	$2140 \cdot 10^4$	$2420 \cdot 10^4$

стойки определяется только перемещениями оси шпинделя относительно консоли; подробнее см. в работе [15]. Искажение контура поперечного сечения стоек ввиду относительно небольшой деформируемой длины не учитывается.

Расчетная схема стойки консольного горизонтально-фрезерного станка приведена на рис. 34, *б*.

Перемещения инструмента относительно заготовки в результате деформаций стойки можно определить по формулам:

$$f_x = P_x\left(\frac{l_p^3}{3EI_y} + \varkappa_2 \frac{l_p}{GF} + \frac{y_p^2 l_p}{GI_{кр}}\right);$$

$$f_y = P_y\left(\frac{l_p^3}{3EI_x} + \varkappa_1 \frac{l_p}{GF} + \frac{P_z}{P_y}\frac{y_p l_p^3}{2EI_x}\right); \qquad f_z = P_z\left(\frac{y_p^2 l_p}{EI_x} + \frac{P_y}{P_z}\frac{y_p l_p^2}{2EI_x}\right).$$

Здесь P_x, P_y, P_z — составляющие силы резания в *кГ*; l_p — деформируемая длина стойки в *см*; $y_p = a + y_{ст}$ — расстояние от

Таблица 12

горизонтально-фрезерных и горизонтально-расточных станков

ка / теристика ния: $I_{кр}$ см⁴	Расчетные условия	Суммарная жесткость					
–	Высота заготовки $H = \frac{2}{3} H_{max}$	$j_\theta = \frac{P}{\theta}$ кГ/рад					1,1·10⁷
–							1,54·10⁷
–							1,85·10⁷
–							3,23·10⁷
4,0·10⁴	Высота заготовки $H = \frac{2}{3} H_{max}$	$j_x = \frac{P_x}{f_x}$ кГ/мм	0.92·10⁴	$j_y = \frac{P_y}{f_y}$ кГ/мм	3,0·10⁴	$j_z = \frac{P_z}{f_z}$ кГ/мм	3,8·10⁴
7,0·10⁴	Расстояние от направляющих стойки до оси стола принимается таким же, как в вертикально-фрезерных станках соответствующих размеров при расположении оси стола в одной плоскости с осью шпинделя		1.11·10⁴		2,4·10⁴		3,2·10⁴
13·10⁴			1.33·10⁴		7,7·10⁴		8,3·10⁴
19·10⁴	$P_x : P_y : P_z = 1 : 0.375 : 0.5$		1,25·10⁴		7,1·10⁴		6,7·10⁴
50·10⁴	Расстояние от оси шпинделя до стола или плиты $H = \frac{2}{3} H_1$, где H_1 — ход шпиндельной бабки	$j_\Delta = \frac{P_r}{\Delta}$ кГ/мм					1,79·10⁴
154·10⁴							1,43·10⁴
760·10⁴							1,92·10⁴
1330·10⁴	Вылет шпинделя $l = \frac{1}{3} l_{max}$						1,51·10⁴
2090·10⁴	$P : P_r : P_0 = 1 : 0.5 : 0.3$						1,23·10⁴

P_r — радиальная составляющая силы резания,

Δ — некруглость обрабатываемого отверстия в результате деформаций стойки

оси стойки до точки приложения силы в *см*; F — площадь поперечного сечения стойки в *см*²; I_x, I_y, $I_{кр}$ — моменты инерции на изгиб относительно осей x и y и угловое сопротивление закручиванию сечения стойки в *см*⁴; E, G — модули упругости материала стойки в *кГ/см*²; $\varkappa_1$, $\varkappa_2$ — коэффициенты распределения сдвига для сечения стойки при изгибе в плоскостях yz и xz.

Аналогичные формулы могут быть получены и для стоек других станков.

В табл. 12 приведены результаты расчета стоек некоторых сверлильных, горизонтально-фрезерных и расточных станков. Расчет стоек расточных станков проводили с учетом искажения контура сечения. Некруглость отверстия Δ вычислялась как максимальная разность радиальных смещений, вычисленных для четырех угловых положений резца.

Проанализировав соответствующие расчетные зависимости и результаты экспериментов (см. ниже) и расчетов, можно оценить влияние отдельных конструктивных факторов на жесткость стоек, а также наметить пути получения оптимальных конструкций, т. е. таких, которые при заданной жесткости имеют минимальный вес. Основные рекомендации по конструированию стоек, полученные таким образом, приведены в гл. I.

Определение деформаций стоек от нагрузки, действующей в плоскости стенок. При исследовании деформаций стойки рассматривают как тонкостенные коробчатые балки. Так как сечения стоек у основания, а также сечения, в которых имеются перегородки, не могут свободно депланировать (т. е. точки сечения не могут свободно выходить из своей плоскости), то кручение стоек является стесненным. Известно, что при стесненном кручении элементов замкнутого сечения имеет место искажение контура сечения [29].

Для детального исследования факторов, влияющих на искажение контура сечения, были проведены эксперименты на моделях из органического стекла.

Модели представляли собой коробчатые балки правильной прямоугольной формы с толстым фланцем, имитирующим заделку. Соотношение размеров моделей примерно соответствовало типичным соотношениям размеров стоек реальных станков. В качестве основного вида нагружения было принято нагружение сосредоточенной силой в плоскости одной из стенок. Так как на перемещения инструмента относительно заготовки в результате деформаций стоек влияют главным образом перемещения в том же сечении, в котором приложена нагрузка, то, как правило, измеряли именно эти перемещения. Перемещения от симметричной составляющей нагрузки (при изгибе)

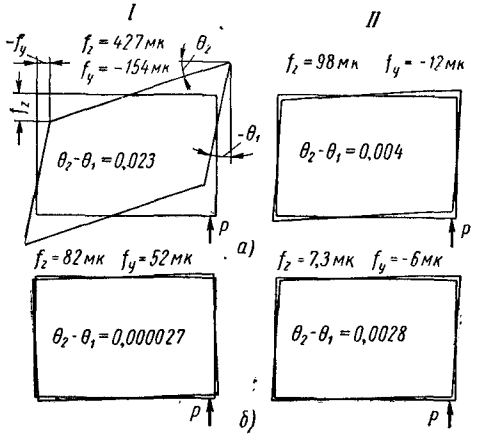


Рис. 35. Искажение контура нагруженного сечения при разном расстоянии сечения от заделки: *I* — концевое сечение, $x = L$; *II* — сечение на расстоянии от заделки $x = 0{,}52L$; *а* — балка без перегородок; *б* — балка с перегородкой на конце

вычисляли как полусумму, а перемещения от кососимметричной составляющей (при кручении) — как полуразность измеренных перемещений параллельных стенок. Жесткость контура сечения характеризовалась величиной $\theta_2 - \theta_1$ искажения прямого угла между стенками. Основные результаты измерений, пересчитанные к модулю упругости $E = 1$, толщине стенок $\delta = 1$ и силе $P = 1$, приведены на рис. 35—37.

Анализ результатов измерений позволяет сделать следующие выводы.

1. Как известно, при стесненном кручении тонкостенных балок с замкнутым контуром поперечного сечения, сопровождающемся искажением контура поперечного сечения, деформации зависят от характера приложения крутящего момента, в частности: а) при действии сосредоточенной силы

на стенку, если в сечении под силой нет перегородки, прямой угол между осями сечений стенок искажается тем больше, чем больше расстояние от нагруженного сечения до заделки или перегородки (см. рис. 35); б) при действии пары сил в плоскости перегородки нагруженное сечение не искажается и перемещения в этом сечении примерно равны перемещениям при

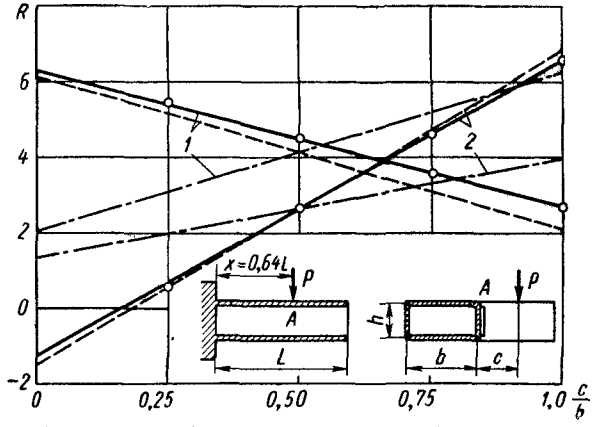


Рис. 36. Влияние расстояния от линии действия силы до стенки балки на перемещения стенки $\left(f = R\frac{P}{E\delta}\right)$ при кручении балки без перегородок

Сплошные линии — измеренные перемещения; штриховые — вычисленные с учетом искажения контура; штрихпунктирные — вычисленные без учета искажения контура: *1* — перемещения точки *A* по вертикали; *2* — то же, по горизонтали

свободном кручении (рис. 35); в) при действии сосредоточенной силы на консоль, соединенную с основным контуром по стенкам (примерно аналогично тому, что имеет место в станках, когда сила действует на консоль, стол или другие узлы, соединяющиеся со стойкой по направляющим), в том случае, когда расстояние *c* от линии действия силы до стенки (см. рис. 36) равно

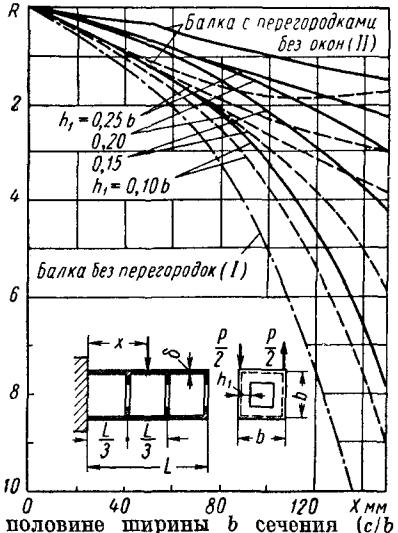


Рис. 37. Зависимость перемещения $f = R\frac{P}{E\delta}$ точки приложения силы от количества перегородок при разных размерах окон в них; $\frac{h}{b} = 1$;

I — балка без перегородок; *II* — балка с перегородками без окон. Сплошные линии — коробчатая балка с тремя перегородками, штриховые линии — коробчатая балка с одной перегородкой на конце

половине ширины *b* сечения ($c/b = 0{,}5$), деформации балки аналогичны деформациям при свободном кручении. Это объясняется тем, что в этом случае нагрузка, вызывающая кручение балки, представляет собой силы, действующие по всем стенкам, причем величина этих сил такова, что касательные напряжения по всему контуру одинаковы. При $c \leqslant 0{,}5b$ искажение контура сечения тем больше, чем больше отношение $\frac{c}{b}$ отличается от $\frac{1}{2}$.

2. Максимальное искажение контура и максимальные перемещения стенок имеют место в балках без перегородок (см. рис. 37). При нагружении таких балок на значительном расстоянии от заделки перемещения оказываются в несколько (до 10 и более) раз больше, чем в том случае, если бы контур сечения не искажался. При приближении к заделке эта разница несколько меньше, однако тоже весьма значительна (до 2 раз).

3. Введение промежуточных перегородок значительно повышает жесткость (рис. 37). При этом уменьшаются деформации не только в том сечении, в котором введена перегородка, но и между перегородками, так как при увеличении количества перегородок расстояние между ними уменьшается. При действии нагрузки на перегородку влияние остальных ненагруженных перегородок относительно невелико.

4. Окна в перегородках, площадь $F_{отв}$ которых меньше 0,1—0,2 площади F_1 перегородки, практически не влияют на величины перемещений. Даже при относительно больших размерах окон наличие перегородок значительно повышает жесткость. Влияние поперечных ребер аналогично влиянию перегородок — при большой высоте ребер их можно рассматривать как перегородки с окнами (см. рис. 37).

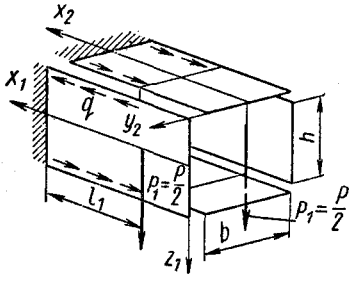


Рис. 38. Схема нагружения элементов коробчатых балок при симметричной нагрузке

Таким образом, из изложенного следует, что при большой деформируемой длине стоек (существенно большей размеров сечения), если на этой длине нет поперечных перегородок — сплошных или с окнами относительно небольших, не превышающих 0,5 стороны сечения, размеров $\left(\frac{F_{отв}}{F_1} < 0{,}25 \div 0{,}3\right)$, определение деформаций стоек следует вести с учетом искажения контура сечения.

Для иллюстрации методики получения расчетных зависимостей, позволяющих приближенно оценивать перемещения в коробчатых элементах, в том числе и с учетом искажения контура сечения, рассмотрим деформации тонкостенной коробчатой балки правильного прямоугольного сечения. Расчет будем проводить на основе допущений, указанных выше (см. стр. 476). В частности, примем, что собственная жесткость стенок на кручение и изгиб в плоскости меньшей жесткости пренебрежимо мала; нормальные и касательные напряжения в продольных и поперечных сечениях по толщине стенок распределяются равномерно. Касательные напряжения вдоль стенок также будем считать распределенными равномерно. При этом на свободных торцах отдельных стенок должны быть равны нулю равнодействующие касательных напряжений.

Рассмотрим деформации коробчатой балки правильного прямоугольного сечения с толщиной стенок δ под действием симметричной составляющей нагрузки — сил $P_1 = \frac{P}{2}$ в плоскости вертикальных стенок балки (рис. 38).

Разрежем балку в углах и рассмотрим равновесие каждой стенки. При принятых допущениях в месте соединения вертикальных и горизонтальных стенок на длине l_1 следует считать действующей равномерно распределенную нагрузку q, величину которой можно определить из рассмотрения равновесия элементов вертикальной и горизонтальной стенок длиной dx.

Напряжения в стенках на участках длиной l_1 записываются следующим образом:

в вертикальной стенке с высотой h и толщиной δ

$$\sigma_1 = \frac{(P_1 - qh)\, x_1 z_1 \cdot 12}{\delta h^3}; \quad \tau_1 = -\frac{6}{\delta h}\left(\frac{1}{4} - \frac{z_1^2}{h^2}\right)(P_1 - qh) - \frac{q}{\delta};$$

в горизонтальной стенке с высотой b и толщиной δ

$$\sigma_2 = \frac{2qx_2}{\delta b}; \quad \tau_2 = -\frac{2q}{\delta b} y_2;$$

уравнения для определения q

$$\left.\frac{\partial \sigma_1}{\partial x}\right|_{z_1 = -\frac{h}{2}} = \left.\frac{\partial \sigma_2}{\partial x}\right|_{y_2 = \frac{b}{2}},$$

откуда $q = \frac{3P_1}{h(3+t)}$, где $t = \frac{h}{b}$.

Подставив значение q в выражения для σ и τ и записав выражение для полной потенциальной энергии деформации системы в виде

$$U = \frac{\delta}{2E}\int_0^{l_1}\left\{2\int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}}\left(\sigma_1^2 + \frac{E}{G}\tau_1^2\right)dz + 2\int_{-\frac{b}{2}}^{+\frac{b}{2}}\left(\sigma_2^2 + \frac{E}{G}\tau_2^2\right)dy\right\}dx,$$

из уравнения $f = \frac{dU}{\partial P_1}$ определим величину перемещения точки приложения силы:

$$f = \frac{P}{E\delta}\left[\frac{4l_1^3}{h^3}\frac{t}{3+t} + \frac{l_1}{h}\frac{3(2t^3+10t^2+15t+5)}{2t(3+t)^2}\right] = \frac{P}{E\delta}R'.$$

Полученное выражение для f можно представить в форме соответствующего перемещения консольной балки. Для балки полого прямоугольного сечения момент инерции сечения $I = \frac{\delta h^3}{6t}(3+t)$ и площадь сечения $F = 2\delta b\,(1+t)$. Преобразуем формулу для f к виду

$$f = \frac{Pl_1^3}{3EI} + \varkappa\frac{Pl_1}{GF}.$$

В этом случае коэффициент распределения сдвига

$$\varkappa = \frac{3(t+1)(2t^3+10t^2+15t+5)}{5t^2(t+3)^2}.$$

Расхождение результатов расчетов, проведенных по предлагаемой формуле, и экспериментов на моделях коробчатых балок (см. выше) не превышает 10—12%, что для технических расчетов можно считать удовлетворительным.

Таким образом, при расчете на сдвиг стоек с сечением, близким к прямоугольному, коэффициент распределения сдвига $\varkappa$ можно определять по указанной формуле (или по таблице на стр. 521).

Аналогичным образом можно получить расчетные зависимости для определения перемещений стенок коробчатых балок правильного прямоугольного сечения под действием кососимметричной нагрузки.

Соответствующие формулы для определения перемещений и углов наклона нагруженной (вертикальной) и ненагруженной стенок в сечении под нагрузкой для балок без перегородок и с одной сплошной концевой перегородкой приведены в табл. 11.

В табл. 13 приведены формулы для определения перемещений стенок коробчатых балок при действии на стенки в сечении $x = l$ сосредоточенных сил $\pm\frac{P}{2}$ и моментов $\pm\frac{M}{2}$.

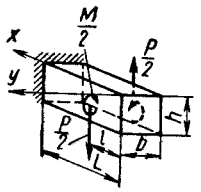


Таблица 13

Перемещения стенок коробчатых балок в своей плоскости при нагружении сосредоточенными силами $\pm\frac{P}{2}$ или моментами $\pm\frac{M}{2}$

$x'=\frac{x}{L}$; $\varepsilon=\frac{L}{h}$; $t=\frac{h}{b}$; $a=\frac{l}{L}$; δ — толщина стенок; E — модуль упругости

1. Коробчатые балки без перегородок

Участок	Направление перемещения	От действия сил $\frac{P}{2}$	От действия моментов $\frac{M}{2}$
$0<x<l$	По оси z	$f_z=\frac{P\varepsilon(1-a)}{2E\delta t(1+t)}[2\varepsilon^2t^2(1-a)\times$ $\times(2+a-3x')+3t^2+2t+0{,}5]$	$f_z=\frac{3Mt\varepsilon^2}{E\delta h(1+t)}(1-a)(1+a-2x')$
	По оси y	$f_y=-\frac{P\varepsilon(1-a)}{2E\delta(t+1)}[2\varepsilon^2t^2(1-a)\times$ $\times(2+a-3x')+0{,}5(t^2-t+1)]$	$f_y=-\frac{3Mt^2\varepsilon^2}{E\delta h(1+t)}(1-a)(1+a-2x')$
$l<x<L$	По оси z	$f_z=\frac{P\varepsilon(1-a)}{2E\delta t(1+t)}[2\varepsilon^2t^2(1-x')\times$ $\times(2+x'-3a)+3t^2+2t+0{,}5]$	$f_z=\frac{3Mt\varepsilon^2}{E\delta h(1+t)}(1-x')^2$
	По оси y	$f_y=-\frac{P\varepsilon(1-a)}{2E\delta(t+1)}[2\varepsilon^2t^2(1-x')\times$ $\times(2+x'-3a)+0{,}5(t^2-t+1)]$	$f_y=-\frac{3Mt^2\varepsilon^2}{E\delta h(1+t)}(1-x')^2$

2. Коробчатые балки с одной концевой перегородкой

Участок	Направление перемещения	От действия сил $\frac{P}{2}$
$0<x<l$	По оси z	$f_z=\frac{P\varepsilon(1-a)}{2E\delta t(1+t)}\left\{2\varepsilon^2t^2(1-a)(2+a-3x')+3t^2+2t+0{,}5-\right.$ $\left.-\frac{(1-x')[8\varepsilon^2t^2(2-a-a^2)+7t^2+3t+2][8t^2\varepsilon^2(2-x'-[x']^2)+7t^2+3t+2]}{2[32\varepsilon^2t^2+9t^2+6t+9]}\right\}$
	По оси y	$f_y=-\frac{P\varepsilon(1-a)}{2E\delta(t+1)}\left\{2\varepsilon^2t^2(1-a)(2+a-3x')+0{,}5(t^2-t+1)-\right.$ $\left.-\frac{(1-x')[8t^2\varepsilon^2(2-a-a^2)+7t^2+3t+2][8t^2\varepsilon^2(2-x'-[x']^2)+2t^2+3t+7]}{2[32\varepsilon^2t^2+9t^2+6t+9]}\right\}$
$l<x<L$	По оси z	$f_z=\frac{P\varepsilon(1-x')}{2E\delta t(1+t)}\left\{2\varepsilon^2t^2(1-x')(2+x'-3a)+3t^2+2t+0{,}5-\right.$ $\left.-\frac{(1-a)[8t^2\varepsilon^2(2-a-a^2)+7t^2+3t+2][8t^2\varepsilon^2(2-x'-[x']^2)+7t^2+3t+2]}{2[32\varepsilon^2t^2+9t^2+6t+9]}\right\}$
	По оси y	$f_y=-\frac{P\varepsilon(1-x')}{2E\delta(t+1)}\left\{2\varepsilon^2t^2(1-x')(2+x'-3a)+0{,}5(t^2-t+1)-\right.$ $\left.-\frac{(1-a)[8t^2\varepsilon^2(2-a-a^2)+7t^2+3t+2][8t^2\varepsilon^2(2-x'-[x']^2)+2t^2+3t+7]}{2[32\varepsilon^2t^2+9t^2+6t+9]}\right\}$

При выводе этих формул предполагалось, что жесткость стенок на изгиб в плоскостях меньшей жесткости пренебрежимо мала и вся энергия идет на деформирование стенок в своей плоскости. Это предположение, дающее незначительную погрешность при относительно небольшой толщине стенок (при $\delta/h < 0{,}03$, где δ — толщина, h — высота сечения стенки), для балок с толстыми или двойными стенками без перегородок, как показали эксперименты, оказывается неприемлемым. Так как балки с концевой перегородкой имеют значительно более высокую жесткость, чем балки без перегородок, указанное решение для балок с перегородками дает удовлетворительные результаты в значительно большем диапазоне толщин стенок, чем для балок без перегородок. Задачу о деформациях балок без перегородок с толстыми стенками под действием кососимметричной нагрузки достаточно просто можно решить, не пользуясь допущением о равномерном распределении нормальных напряжений по толщине стенок в продольных сечениях [20]. При этом можно получить следующие приближенные формулы для определения перемещений стенок коробчатой балки под действием сил $\pm\frac{P}{2}$.

Перемещение в горизонтальном направлении

$$v_1 = \theta_1 \frac{h}{2} = -\frac{P}{E\delta}\cdot\frac{\varepsilon t^2}{2}\left\{\frac{\Delta_c}{\Delta}\varepsilon t\frac{x^2}{L^2} - \frac{2{,}5}{t^2}\cdot\frac{x}{L} + \frac{\Delta_D}{\Delta}\left[\varepsilon^2 t^2\frac{x^3}{L^3} - 0{,}625\frac{x}{L}(2+t)\right]\right\};$$

перемещение в вертикальном направлении

$$v_2 = \theta_2 \frac{b}{2} = \frac{P}{E\delta}\cdot\frac{\varepsilon t}{2}\left\{\frac{\Delta_c}{\Delta}\varepsilon t\frac{x^2}{L^2} + \frac{2{,}5}{t}\cdot\frac{x}{L} + \frac{\Delta_D}{\Delta}\left[\varepsilon^2 t^2\frac{x^3}{L^3} - 0{,}625\frac{x}{L}(1+t+t^2)\right]\right\}.$$

Здесь x — расстояние от заделки до сечения, перемещения в котором определяются; $t = \frac{h}{b}$; $\varepsilon = \frac{L}{h}$; δ — толщина стенок; L — полная длина балки;

$$\Delta = 4A_1A_2 - A_3^2;\quad \Delta_D = 2A_2A_5 - A_3A_4;$$
$$\Delta_c = 2A_1A_4 - A_3A_5;$$

$$A_1 = \frac{(1+t)\varepsilon t^3}{48}\left\{12\varepsilon^2t^2 + 1{,}875(1-t)^2 + 1{,}5(1+4t+t^2) + \frac{48\varepsilon^2t^2}{(1+t)^2}\times\right.$$
$$\left.\times\frac{\delta^2}{h^2}\left[0{,}57\varepsilon^4t^4 - 0{,}5\varepsilon^2t^2(3+2t+t^2) + 0{,}52(1+2t)(2+t^2) + 0{,}13(1-t)^2\right]\right\};$$

$$A_2 = \frac{(1+t)\varepsilon t^3}{12}\left[1 + \frac{48\varepsilon^2t^2}{(1+t)^2}\frac{\delta^2}{h^2}\cdot\frac{\varepsilon^2t^2}{5}\right];$$

$$A_3 = \frac{(1+t)\varepsilon t^3}{12}\left\{3\varepsilon t + \frac{48\varepsilon^2t^2}{(1+t)^2}\frac{\delta^2}{h^2}\left[\frac{\varepsilon^3t^3}{3} - 0{,}156\varepsilon t(3+2t+t^2)\right]\right\};$$

$$A_4 = \varepsilon^2t^2\left[\frac{x_p^2}{L^2} + 2{,}5\frac{(1-t)}{(1+t)}\frac{\delta^2}{h^2}\varepsilon^2t^2\right];$$

$$A_5 = \varepsilon t\left\{\varepsilon^2t^2\frac{x_p^3}{L^3} - 0{,}625\frac{x_p}{L}(1+t+t^2) - 0{,}3125(1-t^2) -\right.$$
$$\left.-\frac{(1-t)}{(1+t)}\varepsilon^2t^2\frac{\delta^2}{h^2}\left[1{,}04(3+2t+t^2) - 2\varepsilon^2t^2\right]\right\};$$

x_p — расстояние от заделки до точки приложения силы.

Указанные формулы следует использовать для расчетов стоек без перегородок с толстыми $\left(\frac{\delta}{h} > 0{,}03\right)$, в частности с двойными стенками, как, например, применяемых в расточных станках фирмы Инноченти. В остальных случаях можно использовать формулы табл. 11.

Сравнительный анализ жесткости различных компоновок вертикально-фрезерных, горизонтально-фрезерных и горизонтально-расточных станков

Проиллюстрируем возможности использования расчетного баланса упругих перемещений для сравнительного анализа жесткости различных компоновок станков.

Из *вертикально-фрезерных станков* рассмотрим консольный и бесконсольный вертикально-фрезерные станки и станок с передвижной стойкой (по типу выпускаемых фирмой Сомуа) с площадью стола 400×1600 *мм*. Для обеспечения возможности сопоставления

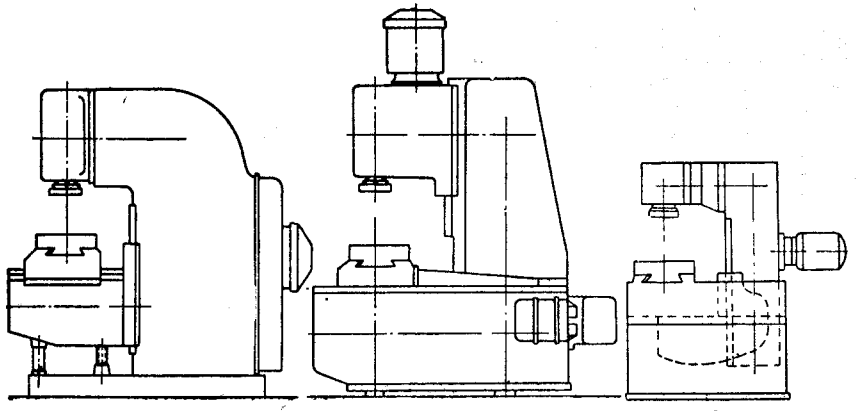


Рис. 39. Компоновки вертикально-фрезерных станков:
а — консольная; *б* — бесконсольная; *в* — с передвижной стойкой

конструкций была проделана специальная конструкторская проработка рассматриваемых трех компоновок несущей системы, при которой соответствующие параметры во всех сравниваемых вариантах по возможности принимали одинаковыми (рис. 39).

Расчетные параметры системы, зависящие от расположения узлов, определяли для случая обработки на сравниваемых станках деталей одинаковых размеров с одинаковыми силами резания. Расстояние поверхности обработки от плоскости стола принимали примерно равным $^2/_3$ максимального расстояния от поверхности стола до торца шпинделя. Для расчета был выбран случай торцевого симметричного фрезерования. Принятое соотношение составляющих сил резания по координатным осям $P_x : P_y : P_z = 0{,}4 : 1{,}0 : 0{,}4$ (направление осей [1] см. рис. 40). Диаметр фрезы

[1] За положительные направления осей принимаются направления, совпадающие с направлением составляющих силы резания (т. е. для элементов, связанных с деталью и с инструментом, например, для консоли и для стойки, разные).

принимали равным $0{,}4B$; расстояние от торца фрезы до корпуса горизонтального участка колонны или головки — 100 *мм*. За расчетное положение стола принимали такое, при котором оси шпинделя и стола лежат в одной плоскости.

Так как основная задача расчета — сравнение жесткости станков различной компоновки, то жесткость элементов, конструктивное оформление которых во всех вариантах одинаково, например шпинделя или стола, не рассматривалась. Учет деформаций этих элементов несколько изменил бы общий баланс упругих перемещений, но сравнительная оценка конструкций при этом осталась бы той же.

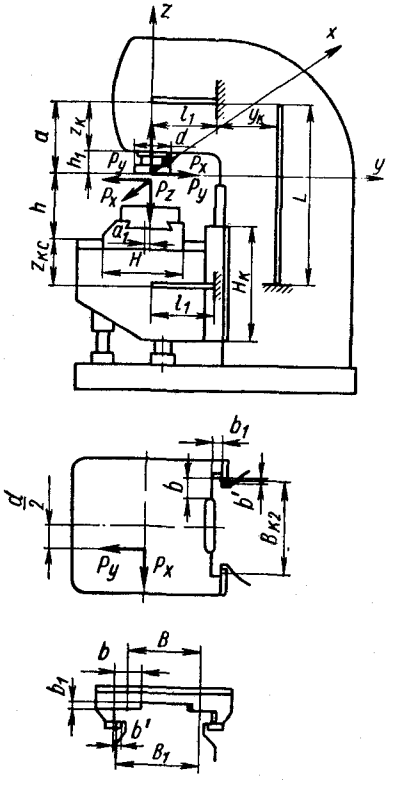


Рис. 40. Расчетная схема вертикального консольно-фрезерного станка

При определении перемещений инструмента относительно заготовки предполагалось, что в затянутых стыках обеспечивается давление свыше 20—30 *кГ/см²* и составной элемент можно рассматривать как цельный. Искажение контуров сечений элементов также не учитывалось. Предполагалось, что элементы, которые могут перемещаться по направляющим, надежно зажаты так, что силы трения по направляющим больше сдвигающих сил и смещения вдоль направляющих нет. Исходя из этого влияние податливости механизмов подач на жесткость не рассматривалось.

Расчетные формулы, используемые для составления баланса упругих перемещений консольного вертикально-фрезерного станка, приведены в табл. 14. Аналогичные формулы используются для других компоновок несущих систем. Результаты расчета приведены на рис. 41.

Оценивая собственную жесткость элементов несущих систем сравниваемых станков, можно видеть, что, как и следовало ожидать, наибольшую жесткость имеет несущая система бесконсольного станка.

Высокая собственная жесткость бесконсольного станка по сравнению с консольным определяется значительно меньшими деформациями станины по сравнению с консолью. В случае работы

с зажатыми поддержками деформации консоли резко уменьшаются и собственная жесткость консольного станка приближается к жесткости бесконсольного. Собственная жесткость консольного станка при незажатых поддержках и станка с передвижной стойкой примерно одинакова. Это объясняется тем, что в станке с передвижной стойкой собственная жесткость системы определяется только деформациями стойки, а в консольном станке к небольшим дефор-

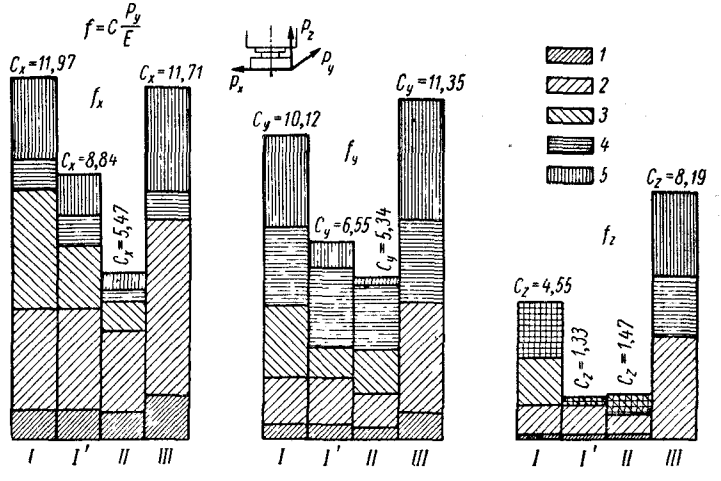


Рис. 41. Составляющие упругих перемещений инструмента относительно заготовки в направлении осей x (f_x), y (f_y) и z (f_z) для различных компоновок вертикально-фрезерных станков:

I — консольной при незажатых поддерживающих стойках; *I'* — консольной при зажатых поддерживающих стойках; *II* — бесконсольной; *III* — с передвижной стойкой. Условные обозначения составляющих в результате деформаций элементов: *1* — горизонтальной части колонны или головки; *2* — вертикальной части колонны; *3* — консоли или станины; *4* — горизонтальных направляющих; *5* — вертикальных направляющих

мациям относительно более жесткой стойки добавляются деформации консоли.

Из собственных деформаций элементов наибольшее влияние на общую жесткость оказывают деформации кручения.

Жесткость горизонтальных направляющих салазок во всех вертикально-фрезерных станках примерно одинакова. Несколько меньшая величина деформаций в горизонтальных направляющих бесконсольного станка определяется относительно большей шириной станины по сравнению с консолью; несколько большие деформации в направляющих салазок станка с передвижной стойкой определяются бо́льшим расстоянием от направляющих до зоны резания и относительно меньшими размерами граней.

Таблица 14

Расчетные формулы для составления баланса упругих перемещений вертикального консольно-фрезерного станка (без стола и шпинделя). Принято направление вращения шпинделя, при котором консоль, жестко зажатая на направляющих, работает на отрыв

Расчетные формулы для определения составляющих

В результате собственных деформаций

Горизонтальной части колонны

$$f_{x1} = \frac{P_x}{E}\left[\frac{l_1^3}{3I_{1z}} + \frac{2{,}5\varkappa_{z1}l_1}{F_1} + \frac{2{,}5l_1a^2}{I_{кр.\,1}}\right] - \frac{P_y}{E}\cdot\frac{d}{2}\cdot\frac{l_1^2}{2I_{1z}} - \frac{P_z}{E}\cdot\frac{d}{2}\cdot\frac{2{,}5l_1a}{I_{кр.\,1}};$$

$$f_{y1} = \frac{P_y}{E}\left[\frac{a^2l_1}{I_{1x}} + \frac{d^2}{4}\cdot\frac{l_1}{I_{1z}}\right] - \frac{P_z}{E}\cdot\frac{al_1^2}{2I_{1x}} - \frac{P_x}{E}\cdot\frac{d}{2}\cdot\frac{l_1^2}{2I_{1z}};$$

$$f_{z1} = \frac{P_z}{E}\left[\frac{l_1^3}{3I_{1x}} + \frac{2{,}5\varkappa_{x1}l_1}{F_1} + \frac{2{,}5l_1}{I_{кр.\,1}}\cdot\frac{d^2}{4}\right] - \frac{P_x}{E}\cdot\frac{d}{2}\cdot\frac{2{,}5al_1}{I_{кр.1}} - \frac{P_y}{E}\cdot\frac{a}{2}\cdot\frac{l_1^2}{I_{1x}};$$

Вертикальной части колонны

$$f_{x2} = \frac{P_x}{E}\left[\frac{L^3 - 3aL(L-a)}{3I_y} + \frac{2{,}5\varkappa_yL}{F} + \frac{2{,}5L(l_1+y_к)^2}{I_{кр}}\right] + \frac{P_z}{E}\cdot\frac{d}{2}\cdot\frac{L(L-2a)}{2I_y} - \frac{P_y}{E}\cdot\frac{d}{2}\cdot\frac{2{,}5L(l_1+y_к)}{I_{кр}};$$

$$f_{y2} = \frac{P_y}{E}\left[\frac{L^3 - 3aL(L-a)}{3I_x} + \frac{2{,}5\varkappa_xL}{F} + \frac{d^2}{4}\cdot\frac{2{,}5L}{I_{кр}}\right] + \frac{P_z}{E}\cdot\frac{L(l_1+y_к)(L-2a)}{2I_x} - \frac{P_x}{E}\cdot\frac{d}{2}\cdot\frac{2{,}5(l_1+y_к)L}{I_{кр}};$$

$$f_{z2} = \frac{P_z}{E}\left[\frac{L(l_1+y_к)^2}{I_x} + \frac{d^2}{4}\cdot\frac{L}{I_y}\right] + \frac{P_y}{E}\cdot\frac{L(l_1+y_к)(L-2a)}{2I_x} + \frac{P_x}{E}\cdot\frac{d}{2}\cdot\frac{L(L-2a)}{2I_y}$$

Консоли

$$f_{x3} = \frac{P_x}{E}\left[\frac{l_1^3}{3I_{z2}} + \frac{2{,}5\varkappa_{z2}l_1}{F_2} + \frac{2{,}5l_1(h+z_{кс})^2}{I_{кр.\,2}}\right] - \frac{P_y}{E}\cdot\frac{d}{2}\cdot\frac{l_1^2}{2I_{z2}} + \frac{P_z}{E}\cdot\frac{d}{2}\cdot\frac{2{,}5l_1(h_1+z_{кс})}{I_{кр.\,2}};$$

$$f_{y3} = \frac{P_y}{E}\left[\frac{(h+z_{кс})^2l_1}{I_{x2}} + \frac{d^2}{4}\cdot\frac{l_1}{I_{z2}}\right] + \frac{P_z}{E}\cdot\frac{l_1^2(h+z_{кс})}{2I_{x2}} - \frac{P_x}{E}\cdot\frac{d}{2}\cdot\frac{l_1^2}{2I_{z2}};$$

$$f_{z3} = \frac{P_z}{E}\left[\frac{l_1^3}{3I_{x2}} + \frac{2{,}5\varkappa_{x2}l_1}{F_2} + \frac{2{,}5d^2}{4}\cdot\frac{l_1}{I_{кр.\,2}}\right] + \frac{P_y}{E}\cdot\frac{l_1^2(h+z_{кс})}{2I_{x2}} + \frac{P_x}{E}\cdot\frac{d}{2}\cdot\frac{2{,}5l_1(h+z_{кс})}{I_{кр.\,2}}$$

В результате контактных деформаций

В направляющих салазок

$$f_{x4} = \delta_{x\,сал} + \varphi_{yx\,сал}a_1 + \varphi_{xz\,сал}h.$$

$$f_{y4} = \varphi_{yz\,сал}h + \varphi_{yx сал}\frac{d}{2};$$

$$f_{z4} = \delta_{z\,сал} - \varphi_{yz\,сал}a_1 + \varphi_{xz\,сал}\frac{d}{2};$$

$$\varphi_{xz\,сал} = \frac{k}{B_1}\left[\frac{M_{xz}}{B_1b'H} + \left(P_z + \frac{M_{xz}}{B_1}\right)\frac{1}{bH}\right];$$

$$\varphi_{xy\,сал} = \frac{12M_{xy}}{b_1H^3}k;\quad \varphi_{yz сал} = \frac{6M_{yz}}{bH^3}kk_\varphi,$$

$$\delta_{x\,сал} = \frac{P_xh}{B_1H};$$

$$\delta_{z\,сал} = \frac{k}{2}\left[\left(P_z + \frac{M_{xz}}{B_1}\right)\frac{1}{bH} - \frac{M_{xz}}{B_1b'H}\right];$$

$$M_{xy} = P_y\frac{d}{2} + P_xa_1;$$

$$M_{yz} = P_yh - P_za_1;$$

$$M_{xz} = P_xh - P_z\frac{B-d}{2};$$

В направляющих консоли

$$f_{x5} = \delta_x + \varphi_{xz}(h + z_{кс}) + \varphi_{yx}l_1;$$

$$f_{y5} = \delta_y + \varphi_{yz}(h + z_{кс}) - \varphi_{yx}\frac{d}{2};$$

$$f_{z5} = \varphi_{yz}l_1 + \varphi_{xz}\frac{d}{2};$$

$$\varphi_{yz} = \frac{6M_{yz}}{b'H_к^3}kk_\varphi;$$

$$\varphi_{xz} = \frac{12M_{xz}}{b_1H_к^3}k;\qquad \varphi_{xy} = \frac{\delta_2 - \delta_1}{B_к};$$

$$\delta_x = \frac{P_x}{b_1H_к}k;\quad \delta_y = \frac{1}{2}(\delta_1 + \delta_2);$$

$$\delta_1 = \left(P_y - \frac{M_{xy}}{B_{к2}}\right)\frac{k}{b'H_к};\quad \delta_2 = \frac{M_{xy}}{B_{к2}b'H}k;$$

$$M_{yz} = P_y(h + z_{кс}) + P_zl_1;$$

$$M_{xz} = P_x(h + z_{кс}) + P_z\frac{d}{2};$$

$$M_{xy} = P_xl_1 + P_y\frac{B_{к2} - d}{2}$$

Условные обозначения: d — расчетный диаметр фрезы; l_1 — расстояние от оси шпинделя до плоскости направляющих стойки; $a = h_1 + z_к$; h_1 — вылет фрезы; $z_к$ — расстояние от нижней стенки до оси горизонтального участка колонны; $L = a + h + z_{кс}$ — расчетная длина стойки; $h = h_2 + h_3$; h_2 — высота обрабатываемой детали; h_3 — расстояние от поверхности стола до плоскости направляющих консоли; $z_{кс}$ — расстояние от плоскости направляющих до оси консоли; $y_к$ — расстояние от плоскости направляющих до оси колонны; E — модуль упругости (принято $G = \frac{E}{2{,}5}$); F_1, I_{z1}, I_{x1}, $I_{кр.\,1}$ — площадь, моменты инерции относительно осей z и x и угловое сопротивление закручиванию сечения горизонтальной части колонны; F_2, I_{z2}, I_{x2}, $I_{кр.\,2}$ — то же, сечения консоли; F, I_y, I_x, $I_{кр}$ — то же (относительно соответствующих осей), сечения вертикальной части колонны; $\varkappa$ — коэффициенты распределения сдвига для соответствующих сечений; a_1 — расстояние от плоскости действия силы (вертикальной) до середины длины направляющих салазок; H — длина направляющих салазок; $H_к$ — длина направляющих консоли; b, b_1, b' — ширина соответствующих граней направляющих (см. рис. 40); B, B_1, $B_{к2}$ — расстояние между серединами соответствующих граней направляющих (см. рис. 40); k — коэффициент контактной податливости; k_φ — коэффициенты, учитывающие распределение давлений в направляющих (см. раздел II).

При работе консольного вертикально-фрезерного станка с незажатыми поддерживающими стойками контактные деформации в вертикальных направляющих примерно такие же, как в станке с передвижной стойкой (несколько меньшая величина деформаций у консольного станка определяется большей длиной направляющих), и значительно больше, чем в вертикальных направляющих головки в бесконсольном станке. Это объясняется тем, что расстояние от зоны резания до направляющих головки в бесконсольных станках значительно меньше, чем расстояние до направляющих консоли в консольных станках. Величины контактных деформаций в вертикальных направляющих бесконсольных станков в отличие от деформаций в вертикальных направляющих консоли не зависят от высоты заготовки. При зажатых поддерживающих стойках величины деформаций в направляющих консоли резко уменьшаются.

Таким образом, наиболее жесткой является система бесконсольного станка, преимущество которой определяется в основном рациональным размещением вертикального стыка и расположением стола на жесткой станине.

Жесткость станка с передвижной стойкой может быть примерно такой же, как и консольного станка при незажатых поддерживающих стойках.

Для того, чтобы принципиальные возможности каждой из рассмотренных схем станков были реализованы максимально возможным образом, необходимо обеспечить надежный зажим поддержек, консоли и особенно головки в бесконсольных станках. В противном случае жесткость в соответствующем направлении будет в значительной степени определяться податливостью механизма подачи.

Сравнительно более высокая жесткость вертикально-фрезерных станков бесконсольного типа позволяет обрабатывать на этих станках детали с более высокой точностью, чем на станках других типов. Например, допуск на непараллельность верхней отфрезерованной плоскости к основанию составляет для консольных станков 0,04 *мм* на длине 300 *мм* (ГОСТ 13—54), а для бесконсольных — 0,02 *мм* (ГОСТ 9726—61). В производствах, на которых коэффициент использования станков по мощности велик, наблюдается стремление к преимущественному использованию станков бесконсольного типа.

Расчеты, аналогичные приведенным выше для вертикально-фрезерных станков, были проведены для сравнения жесткости двух компоновок *горизонтально-фрезерных станков* — консольной и бесконсольной (рис. 42) с площадью стола 400×1600 *мм*. Жесткость обоих вариантов оказалась примерно одинаковой.

Достоинствами бесконсольного исполнения по сравнению с консольным являются наличие жесткой, по сравнению с консолью, станины; большая ширина направляющих салазок; меньшее расстояние по вертикали от зоны резания до центра стыка головки с колонной. Недостатки бесконсольного исполнения — большое расстояние от зоны резания до оси колонны в плоскости *xz* (перпендикулярной оси шпинделя), обусловливающее большие деформации кручения колонны; несимметричное относительно зоны резания размещение салазок; большое расстояние (по горизонтали)

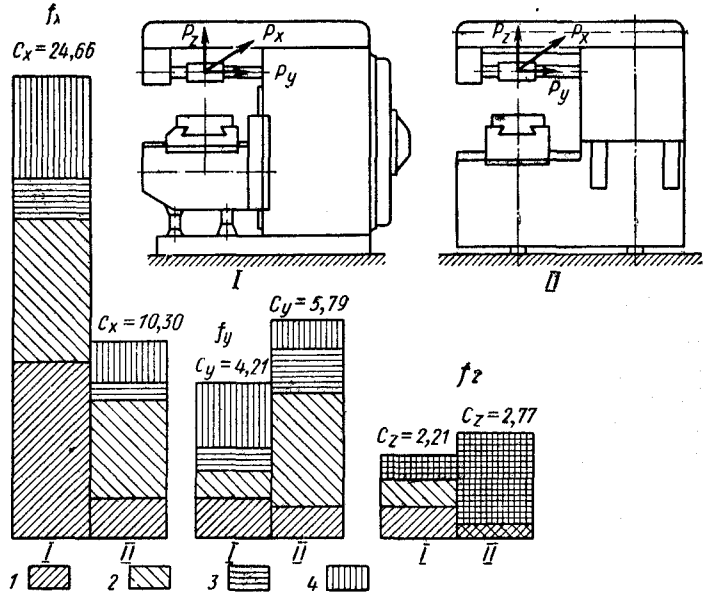


Рис. 42. Составляющие упругих перемещений инструмента относительно заготовки $\left(f = C\frac{P_x}{E}\right)$ в направлении осей x (f_x), y (f_y) и z (f_z) для различных компоновок горизонтально-фрезерных станков:

I — консольной; *II* — бесконсольной. Условные обозначения составляющих в результате деформаций элементов: *1* — колонны; *2* — станины или консоли; *3* — горизонтальных направляющих салазок; *4* — вертикальных направляющих консоли или головки

от оси стола до середины направляющих колонны, что обусловливает большие контактные деформации в вертикальных направляющих головки в плоскости *xz*.

Жесткость несущих систем *горизонтально-расточных станков* (так же как и координатно-расточных) обычно оценивается по двум критериям — по влиянию деформаций системы на круглость обрабатываемых отверстий и на точность отсчета координат.

Влияние деформаций системы на круглость обрабатываемых отверстий характеризуется деформациями системы под действием сил резания. Вычисляются относительные перемещения инструмента и заготовки в направлении по радиусу обрабатываемого отверстия

для нескольких (четырех или восьми) положений резца по окружности. Отклонения от круглости в результате деформаций системы оцениваются по разности наибольшего и наименьшего относительных перемещений.

При оценке влияния деформаций системы на точность отсчета координат обычно предполагается, что в точных станках основные деформации от веса узлов станка могут быть скомпенсированы технологическими мероприятиями. Поэтому вычисляют главным образом перемещения инструмента и заготовки, возникающие в результате деформаций системы под действием веса перемещающейся со столом и салазками заготовки. Для компоновки с передвижной стойкой погрешности отсчета в результате деформаций системы под действием веса перемещающейся стойки могут быть

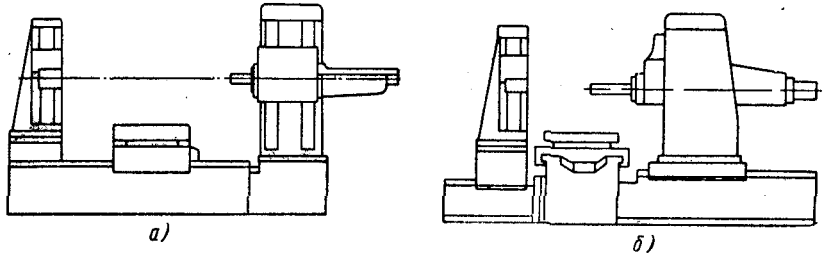


Рис. 43. Компоновки горизонтально-расточных станков:
а — с крестовым столом; *б* — с передвижной стойкой

скомпенсированы только при каком-то одном, среднем, вылете шпинделя. Поэтому оцениваются и погрешности отсчета при перемещении стойки с разными вылетами шпинделя.

Сравнение жесткости различных компоновок горизонтально-расточных станков проводили для станков с диаметром шпинделя 80 *мм* с крестовым столом и обычной неподвижной стойкой (рис. 43, *а*) и со стойкой портального типа, перемещающейся вдоль станины, и столом, перемещающимся только в поперечном направлении (рис. 43, *б*). Станки рассматривали установленными на три точки — две под столом и одну под стойкой.

Для компоновки с крестовым столом погрешность отсчета поперечной координаты в результате деформаций салазок и их направляющих при поперечном перемещении стола с заготовкой весом 1000 *кГ* по расчету составила 7,3 *мк*. При продольном перемещении салазок в результате деформаций станины будут иметь место погрешности отсчета вертикальной координаты порядка 0,5 *мк* и несовпадение осей соосных отверстий в передней и задней стенках детали порядка 2 *мк* (на расстоянии 600—700 *мм*). Кроме того, при несимметричном расположении стола на салазках вследствие разного трения в направляющих стол окажется повернутым в горизонтальной плоскости, что обусловит погрешность отсчета поперечной координаты около 4 *мк*.

Для компоновки с передвижной стойкой максимальной оказывается погрешность отсчета вертикальной координаты в результате деформаций станины при продольном перемещении стойки и разных вылетах шпинделя, которая составляет 1,7 *мк*. Погрешность отсчета продольных и поперечных координат при перемещении стола с заготовкой весом 1000 *кГ* меньше 0,05 *мк*.

Следовательно, при компоновке с крестовым столом влияние деформаций системы на точность отсчета координат, главным образом поперечных, существенно и значительно больше, чем при компоновке с передвижной стойкой. В отношении деформаций системы на круглость обрабатываемых деталей оба варианта компоновки примерно равноценны. При принятых соотношениях размеров в общем балансе некруглости в результате упругих перемещений собственные деформации элементов системы играют несколько бо́льшую роль, чем контактные. Из перемещений в результате собственных деформаций наибольшими являются составляющие, определяемые деформациями станины. Поэтому жесткость горизонтальных станин, особенно жесткость кручения, *должна быть обеспечена максимально возможной* [1]. *Из контактных деформаций* наибольшими являются деформации в стыке головка — стойка.

Выбор оптимальных форм и соотношений размеров систем портал — поперечина двухстоечных карусельных станков

В станках портального типа, к которым относятся двухстоечные карусельные станки, жесткость основных элементов несущей системы — портала и поперечины — влияет на суммарную жесткость станка в значительно большей степени, чем жесткость станин и стоек в станках других типов.

В табл. 15 приведены результаты экспериментального исследования укрупненного и детального баланса упругих перемещений четырех карусельных станков близких размеров. Исследования проводились по методике, изложенной выше (см. стр. 461). Условия испытания всех станков были примерно одинаковы [13].

На основании полученных результатов исследований целесообразно отметить следующее.

1. В рассматриваемых карусельных станках в общей величине перемещения по оси *y* инструмента, размещенного на верхнем суппорте, относительно заготовки основная доля определяется

[1] Повышение жесткости кручения станины представляется особенно актуальным, если иметь в виду, что при установке станков на три точки легко возбуждаются интенсивные низкочастотные колебания, определяемые крутильными колебаниями станины.

Таблица 15

Составляющие (в %) перемещения инструмента относительно заготовки в двухстоечных карусельных станках при действии силы резания $P = 3000$ кГ на правый верхний суппорт

Наименование				Модели станков			
				1532	2NK300	1556	1553
Перемещения инструмента относительно заготовки в *мм*	По оси *y*			0,75	0,63	0,97	0,49
	По оси *x*			0,29	0,26	0,20	0,38
Укрупненный баланс упругих перемещений	По оси *y*	Портал		—	6	8	6
		Поперечина		31	40	28	22
		Суппорт		69	54	64	72
	По оси *x*	Портал		64	77	94	30
		Поперечина		—	4	6	6
		Суппорт		36	19	—	64
Детальные балансы упругих перемещений элементов	Портал	по оси *x*	Изгиб в плоскости *xz*	33	52	36	39
			Кручение стоек	15	21	15	10
			Наклон в плоскости *xz*	42	23	27	34
			Наклон в плоскости *yz*	10	4	22	17
	Поперечина	по оси *y*	Стык поперечина — стойка	16	12	33	4
			Изгиб в плоскости *xy*	26	30	24	32
			Кручение	58	58	43	64
	Суппорт	по оси *y*	Стык суппорт — поперечина	11	14	10	1
			Стык ползун — корпус	68	70	72	17
			Ползун (на свободной длине)	10			29
			Резцедержатель относительно ползуна	11	16	18	53

перемещениями элементов суппорта (55—70%) и поперечины (25—40%). На долю перемещений в результате деформаций портала приходится всего 6—8%. В полной величине перемещения по оси *x* основная доля определяется перемещениями элементов портала (65—90%) и суппорта (20—40%). На долю поперечины приходится всего 6—8% полной величины перемещения.

Жесткость несущей системы карусельного станка мод. 1553 несколько выше, чем других станков, главным образом вследствие сравнительно высокой жесткости кручения поперечины и жесткости изгиба (в плоскости *xz*) стоек.

2. В перемещениях, определяемых деформациями портала, основная величина приходится на долю наклона стоек относительно основания (около 50%) и изгиба элементов портала в плоскости *xz* (30—40%).

Рационально некоторое перераспределение жесткости элементов портала с целью увеличения жесткости в направлении оси *x* (см. стр. 550).

Особое внимание следует уделить жесткости установки станков и жесткости соединения стоек с основанием.

3. В перемещениях, определяемых деформациями поперечины, основная величина (50—60%) приходится на долю деформаций кручения последней. Целесообразно выполнение поперечины с сечением, обеспечивающим высокую жесткость ее на кручение.

4. В перемещениях суппорта определяющими являются перемещения ползуна относительно корпуса (порядка 70—90%).

При плохой пригонке конуса резцедержателя существенную роль играют также перемещения резцедержателя относительно ползуна. В станке мод. 1553 значительная часть (около 55%) перемещений суппорта приходится на долю револьверной головки.

Суппорт станка мод. 2NK300 имеет более высокую жесткость, чем суппорты станков мод. 1532 и 1556. Так как конструкции этих суппортов одинаковы, а жесткость их определяется главным образом перемещениями ползуна относительно корпуса, можно считать, что высокая жесткость ползуна в станке мод. 2NK300 определяется лучшей пригонкой ползуна. Об этом же говорит и тот факт, что вычисленные по результатам измерений коэффициенты контактной податливости оказались равными: для станка мод. 2NK300 — 0,2 $мк \cdot см^2/кГ$, а для станков мод. 1556 и 1532 — 1—1,5 $мк \cdot см^2/кГ$.

В станке мод. 1553 значительно меньшее влияние на жесткость суппорта перемещений ползуна относительно корпуса объясняется более рациональной конструкцией ползуна (в станке мод. 1553 ползун Т-образного сечения, а в станках мод. 1556 и 1532 — восьмигранного, см. рис. 11).

Приведенные результаты анализа жесткости карусельных станков были использованы при разработке рекомендаций по выбору

оптимальных форм и конструктивных соотношений элементов и при разработке методики технического расчета несущих систем этих станков (см. ниже).

При расчетном анализе жесткости портальных систем используются две методики расчета: 1) методика уточненного общего расчета для анализа искажения формы изделия в результате деформаций несущей системы, для решения специальных вопросов и т. п. [15, 41]; 2) методика технического расчета для сравнительного анализа конструкций, оценки правильности выбора параметров и т. п. [15].

При общем расчете, проводимом с помощью ЭВМ, определяются перемещения инструмента относительно заготовки при произвольном положении суппортов на стойках и на поперечине, поперечины на стойках, при одновременной работе нескольких суппортов и т. п. Поперечину рассматривают как балку, упруго защемленную на стойках. Деформации поперечины определяют как для свободно опертой балки, дополнительно нагруженной моментами упругого защемления в местах соединения ее со стойками. Величины моментов определяют из условия равенства углов наклона упругой линии поперечины суммам углов наклона упругой линии стоек портала и углов взаимного поворота поперечины и стоек вследствие контактных и местных деформаций в местах их соединения. Портал рассматривают как шесть раз статически неопределимую раму с упругим соединением стоек с перекладиной, основанием и фундаментом. Расчет жесткости ползунов и суппортов проводят так же, как для станков других типов (см. ниже).

В настоящем разделе рассмотрим методику технического расчета и анализа жесткости систем портал — поперечина при одном частном простейшем виде нагружения. В качестве такового выбрано нагружение правого верхнего суппорта в среднем положении, при котором вершина инструмента находится на оси планшайбы (что соответствует случаю обработки деталей малых диаметров).

Поперечина рассматривается не как упруго защемленная балка, а как жестко защемленная балка при расчетах на кручение и как шарнирно опертая при расчетах на изгиб.

При определении перемещений в результате деформаций портала в плоскости большей жесткости стоек влияние перекладины не учитываем и стойки рассматриваем как упруго защемленные балки. При определении перемещений в плоскости портала деформации в месте соединения стоек с перекладиной и с основанием учитываем только при рассмотрении изгиба, так как на долю этих деформаций приходится около 80% величины перемещения в результате деформаций портала.

Возможность использования предлагаемой расчетной схемы подтверждается удовлетворительным совпадением результатов расчетов и экспериментов.

В соответствии с принятыми допущениями перемещения вершины инструмента в направлении осей x, y и z (рис. 44) в результате деформаций системы портал — поперечина под действием сил резания можно определить по формулам: [1]

$$f_{xp}=\frac{P_x}{E}\left(\frac{z_p^2L}{12I_y}+\frac{y_p^2L}{12I_z}\right)+$$

$$+\left\{\frac{P_xh^3}{6EI_{yct}}\left[1-\frac{4{,}5\frac{H}{h}\left(\frac{h}{H}+\frac{2EI_{yct}}{K_{\phi y}H}\right)^2}{6+\frac{EI_{yct}L}{EI_{y\,пер}H}+\frac{6EI_{yct}}{K_{\phi y}H}+\frac{6EI_{yct}}{K_{пер\,y}H}}+\frac{3EI_{yct}}{K_{\phi y}h}\right]+\right.$$

$$\left.+\frac{P_xhy_{ct}^2}{2GI_{кр.\,ct}}\left(1-15\,\frac{h}{H}\,\frac{I_{x\,ct}}{I_{кр.\,ct}}\cdot\frac{1}{8\frac{H^2}{L^2}+\frac{L}{H}\frac{EI_{x\,ct}}{EI_{z\,пер}}+\frac{15I_{x\,ct}}{I_{кр.\,ct}}}\right)\right\};$$

$$f_{yp}=\left\{\frac{P_yL^3}{48EI_z}+\frac{(P_yz_p-P_zy_p)\,Lz_p}{4GI_{кр}}\right\}+$$

$$+\frac{P_yh}{2EI_{x\,ct}}\left\{\frac{h^2}{3}-\left[z_p-\frac{P_z}{P_y}(s+y_{ct})\right]\left(\frac{h}{2}-z_p\right)\right\}+$$

$$+\frac{P_yK_{\phi x}h}{2}\left[h-z_p+\frac{P_z}{P_y}(s+y_{ct})\right];$$

$$f_{zp}=\left\{\frac{P_zL^3}{48EI_y}-\frac{(P_yz_p-P_zy_p)\,Ls}{4GI_{кр}}\right\}+\frac{P_zh\,(s+y_{ct})}{2EI_{x\,ct}}\left\{s+y_{ct}+\frac{P_y}{P_z}\left(\frac{h}{2}-z_p\right)\right\}+$$

$$+\frac{P_zK_{\phi x}\,(s+y_{ct})}{2}\left[s+y_{ct}+\frac{P_y}{P_z}\,(h-z_p)\right];$$

где P_x, P_y, P_z — составляющие силы резания по осям координат в $кГ$; ориентировочно можно принимать $P_x = P_z = 0{,}5P_y$; L, H — расстояние между осями стоек и высота портала (от основания стоек до оси перекладины) в *см*; h — расстояние от основания стоек до оси поперечины в *см*; $z_p = z_1 + l$; $y_p = y_1 + a$; z_1, y_1 — координаты центра тяжести сечения поперечины в системе осей y_1 и z_1 в *см*; l — вылет инструмента в *см*; y_{ct} — расстояние от оси стойки до плоскости направляющих стойки в *см*; a, s — расстояния от точки приложения силы до плоскости направляющих поперечины и стоек соответственно в *см*; I_y, I_z, $I_{кр}$ — моменты инерции площади сечения поперечины на изгиб в вертикальной (xz) и горизонтальной (xy) плоскостях и на кручение

[1] В этих формулах за положительное направление силовых факторов принято направление, соответствующее случаю работы правого суппорта. Для случая работы левого суппорта знаки силовых факторов должны быть соответствующим образом изменены. Обозначение составляющих силы резания соответствует выбранным осям координат и отличается от принятого.

соответственно в $см^4$; $I_{уст}$, $I_{хст}$, $I_{кр\,ст}$ — моменты инерции площади сечения стойки на изгиб относительно оси y (в плоскости xz), оси x (в плоскости yz) и на кручение соответственно в $см^4$; $I_{y\,пер}$, $I_{z\,пер}$ — моменты инерции площади сечения перекладины на изгиб в вертикальной (xz) и горизонтальной (yx) плоскостях соответственно в $см^4$; $K_{фy}$, $K_{фx}$ — угловая жесткость защемления стоек при наклоне их в плоскостях xz и yz соответственно в $кГ \cdot см$; $K_{пер.y}$ — угловая жесткость соединения стоек с перекладиной при изгибе портала в плоскости xz в $кГ \cdot см$.

Приближенно можно принимать $K_{фy} \approx \frac{I_{к.осн}}{k} + j_0 \sum x_i^2$; $K_{фx} \approx$ $\approx j_0 \Sigma y_i^2$; $K_{пер.y} = \frac{I_{к.пер}}{k}$, где $I_{к.осн}$, $I_{к.пер}$ — моменты инерции площади стыка стойки с основанием и перекладиной относительно осей, параллельных оси y (см. рис. 44), проходящих через центры

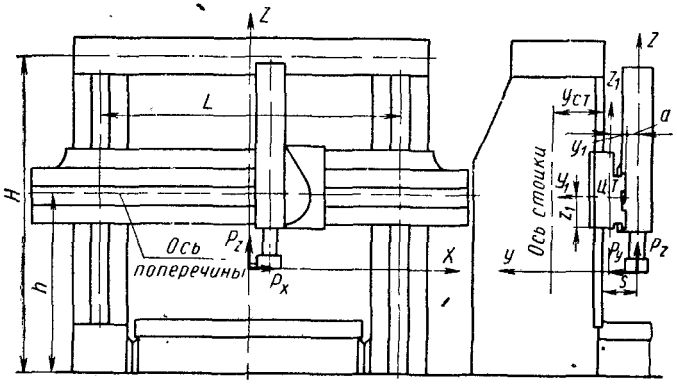


Рис. 44. Расчетная схема несущей системы карусельного станка

тяжести площадей соответствующих стыков, в $см^4$; j_0 — жесткость опорного элемента портала в $кГ/см$; k — коэффициент контактной податливости в стыках стойки с основанием и перекладиной в $см^3/кГ$; x_i, y_i — координаты опорных элементов, расположенных под стойкой, в системе координат x', y', проходящих через центр тяжести опорной поверхности стыка стойки с фундаментом, в $см$; E, G — модули упругости материала портала и поперечины в $кГ/см^2$.

В приведенных формулах первый член представляет собой составляющую перемещений f_p вследствие деформаций поперечины, а второй член — вследствие деформаций портала.

В качестве критерия, по которому можно сравнивать и анализировать несущие системы карусельных станков, должны быть выбраны величины перемещений f_p, соответствующие такому случаю обработки, который был бы достаточно типичным и обеспечивал достаточное нагружение каждого из элементов системы.

Для портальных станков переменными являются положение суппорта на поперечине, положение поперечины по высоте и вылет ползуна.

Как уже указывалось, в качестве расчетного было принято такое положение суппорта, при котором сила резания проходит через ось планшайбы. Высота заготовки принимается равной $0{,}4H_{max}$; вылет ползуна $l \approx 0{,}3H_{max}$ (H_{max} — наибольшая высота заготовки).

Проведенный анализ показывает, что выводы, полученные при выбранных расчетных значениях переменных параметров, справедливы и при других значениях этих параметров.

Экономичность конструкции систем портал — поперечина оценивается по весовому показателю — по весу деформируемой части системы, отнесенному к жесткости, т. е. по величинам f_pV, пропорциональным произведению расчетных перемещений f_p на эффективный объем металла V. В данном случае эффективный объем металла, ориентировочно может быть подсчитан по формуле $V = (F_{пол} + F_{пер}) L + 2F_{ст}H$, где $F_{пол}$, $F_{пер}$, $F_{ст}$ — площади поперечного сечения поперечины, перекладины и стойки соответственно; L, H — расчетные размеры портала.

Подставляя параметры системы и ее элементов в формулы для перемещений f_p инструмента и заготовки и для эффективного объема V металла и анализируя эти формулы, можно определить оптимальные формы и соотношения размеров элементов.

Наиболее распространенные сечения поперечин и стоек карусельных станков можно свести к двум схемам (см. рис. 4,9) — к сечению с прямоугольным контуром (новые станки Коломенского ЗТС, завода им. Седина, фирм Кинг, Цинциннати и др.) и к сечению в виде двух прямоугольников разных размеров (старые станки Коломенского ЗТС, фирмы Шисс, Кревен и др.). Простейший анализ, построенный на сравнении геометрических характеристик таких сечений при типичных соотношениях размеров [15], показывает, что при той же площади сечения с точки зрения жесткости введение дополнительного (верхнего для поперечин и бокового для стоек) прямоугольника не является необходимым. Для поперечин более целесообразным оказывается увеличение общей ширины и высоты сечения, а для стоек — увеличение ширины за счет соответствующего сокращения высоты (размера вдоль оси y).

Обобщая результаты проведенных экспериментов (см. выше) и расчетного анализа, можно предложить следующие рекомендации для конструирования систем портал — поперечина карусельных станков.

1. *Форму и размеры сечения поперечины следует выбирать* из условия ограничения величин относительных перемещений инструмента и заготовки в направлении осей y и z (f_y, f_z). При

оптимальной форме сечения, приближающейся к форме правильного прямоугольника, отношение габаритных размеров сечения целесообразно выбирать так, чтобы отношение высоты h сечения поперечины к ширине b находилось в пределах от 1,5 до 2,2 (бóльшие значения для станков больших размеров, у которых $\frac{G_{cyn}}{P_z} = 3 \div 4$).

2. Форму и размеры сечения стоек следует выбирать из условия ограничения величины относительных перемещений инструмента и заготовки в направлении оси x (f_x). При оптимальной форме сечения стоек (без контрфорса) соотношение габаритных

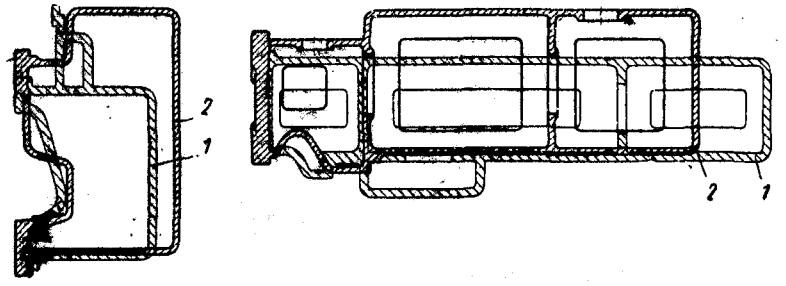


Рис. 45. Старые (*1*) и новые (*2*) сечения поперечины и стойки двухстоечных карусельных станков одного и того же размера

размеров сечения целесообразно выбирать так, чтобы отношение высоты $h_{ст}$ сечения стоек к ширине $b_{ст}$ находилось в пределах от 3 до 4.

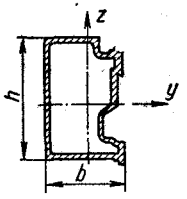
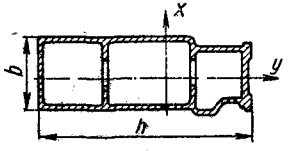
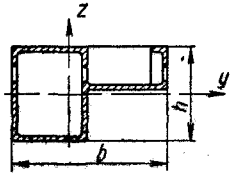
3. Соотношение размеров сечений поперечины и стоек следует выбирать из условия обеспечения минимального значения относительных перемещений инструмента и заготовки в направлении оси z (f_z). При оптимальных формах сечений стоек и поперечины оптимальными следует считать такие соотношения размеров элементов, при которых площадь сечения поперечины на 20—30% меньше, чем площадь сечения стойки.

4. Размеры перекладины влияют на жесткость незначительно. В отношении использования материала оптимальными следует считать такие соотношения размеров, при которых площадь сечения перекладины в 1,5—2,5 раза меньше площади сечения стойки.

Изложенные рекомендации были использованы на Коломенском ЗТС при проектировании новой гаммы карусельных станков. Результаты расчета порталов и поперечин базовых станков этой гаммы приведены в табл. 16. Сравнивая результаты расчета систем портал — поперечина старых станков Коломенского ЗТС и новых соответствующих размеров (рис. 45), можно показать,

Таблица 16

Результаты расчета карусельных станков Коломенского ЗТС
(Эскиз нагружения и расчетные условия см. текст, стр. 549 и рис. 44)

Наименование		Модель станка 1540	Модель станка 1550	Модель станка 1563
Основные параметры (наибольшие диаметр и высота обработки в *мм*, сила резания в *кГ*)	D_{max}	4000	5000	6300
	H_{max}	2000	2500	3200
	P_y	5000	6250	8000
Поперечина 	h, *см*	111	137	158
	b, *см*	70	85	100
	F, *см²*	910	1270	1630
	J_z, *см⁴*	$65 \cdot 10^4$	$162 \cdot 10^4$	$270 \cdot 10^4$
	J_y, *см⁴*	$135 \cdot 10^4$	$285 \cdot 10^4$	$520 \cdot 10^4$
	$J_{кр}$, *см⁴*	$90 \cdot 10^4$	$195 \cdot 10^4$	$430 \cdot 10^4$
Стойка 	h, *см*	180	215	250
	b, *см*	65	75	85
	F, *см²*	1320	1770	2440
	J_x, *см⁴*	$730 \cdot 10^4$	$1350 \cdot 10^4$	$2400 \cdot 10^4$
	J_y, *см⁴*	$118 \cdot 10^4$	$180 \cdot 10^4$	$360 \cdot 10^4$
	$J_{кр}$, *см⁴*	$148 \cdot 10^4$	$540 \cdot 10^4$	$910 \cdot 10^4$
Перекладина 	h, *см*	84,5	94,5	122,5
	b, *см*	164	184	175
	F, *см²*	380	460	500
	J_z, *см⁴*	$90 \cdot 10^4$	$160 \cdot 10^4$	$170 \cdot 10^4$
	J_y, *см⁴*	$34 \cdot 10^4$	$43 \cdot 10^4$	$80 \cdot 10^4$
	$J_{кр}$, *см⁴*	$106 \cdot 10^4$	$150 \cdot 10^4$	$235 \cdot 10^4$
Параметры системы портал — поперечина	L, *см*	470	570	700
	H, *см*	460	560	690
	V, *см³*	$1{,}8 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^6$	$4{,}8 \cdot 10^6$
Перемещения вершины резца f (*мм*) при $P_y = 1000$ *кГ*, $P_x = P_z = 500$ *кГ*; f_p (*мм*) при $P = P_{рез}$		f f_p	f f_p	f f_p
	по оси x	0,02 0,1	0,02 0,13	0,02 0,16
	по оси y	0,075 0,37	0,06 0,37	0,055 0,44
	по оси z	0,0015 0,008	−0,003 −0,02	−0,0003 −0,002

что у станков новой гаммы по сравнению со старыми станками жесткость системы портал — поперечина выше в 1,5—2 раза, а эффективный объем металла, отнесенный к суммарной жесткости, меньше в 1,5—3 раза [15].

ЖЕСТКОСТЬ КОРОБОК

Технические расчеты коробок на жесткость построены на результатах экспериментов и приближенных расчетов коробок как неразрезных пластин. В основу расчета положено допущение (проверенное экспериментальным и расчетным путем) о практической независимости влияния на жесткость одного фактора (закрепления сторон нагруженной грани, ребер, бобышек и т. п.) от влияния других.

Перемещение под силой, характеризующее жесткость коробки, вычисляется по формуле

$$f = f_0 k_1 k_2 k_3.$$

Здесь f_0 — перемещение под силой P в нагруженной грани, толщина которой принимается постоянной, равной h

$$f_0 = k_0 \frac{Pa^2(1-\mu^2)}{Eh^3},$$

где a — половина большего размера нагруженной грани;
E, μ — упругие постоянные материалы коробки (модуль упругости и коэффициент Пуассона);
k_0 — коэффициент, зависящий от координат точки приложения силы и характера опорных закреплений нагруженной грани.

Для коробок жесткость опорных закреплений зависит от соотношения размеров коробки — размеров нагруженной грани $2a$ (больший размер) и $2b$ и третьего размера $2c$ (при наличии в коробке внутренних жестких перегородок можно рассматривать только часть коробки, ограниченную ближайшей к нагруженной грани перегородкой). При расчете коробок коэффициент k_0 можно определять по табл. 17 и 18.

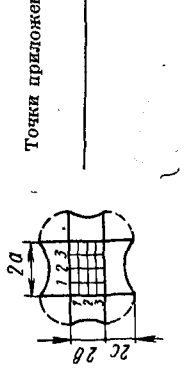
Коэффициент k_1, учитывающий влияние на прогиб отверстия и бобышки под силой, определяется по табл. 19. Коэффициент k_2, учитывающий влияние на прогиб ненагруженных отверстий и бобышек, определяется по формуле $k_2 = 1 + \sum \frac{\Delta f_i}{f}$, где $\frac{\Delta f_i}{f}$ — приращения прогиба в результате влияния каждого (i-го) из ненагруженных отверстий, расположенных на нагруженной грани (табл. 20). Отверстия, расположенные у свободного не опертого края нагруженной грани и на ненагруженных гранях, не учитываются.

Таблица 17

Коэффициенты k_0 для определения перемещения f_0 под силой, действующей в различных точках грани $2a \times 2b$ (толщиной h) открытой коробки (по результатам измерений)

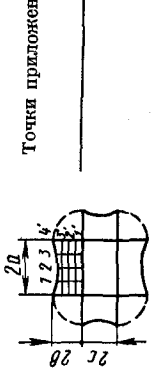
а) нагруженная грань $2a \times 2b$ соединяется с другими гранями открытой коробки по всем четырем сторонам

Соотношение сторон нагружаемой грани $a:b$	1:1									1:0,75								
Соотношение размеров коробки $a:b:c$	1:1:1			1:1:0,75			1:1:0,5			1:0,75:0,75			1:0,75:0,5					
Точки приложения силы	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1′	0,18	0,24	0,18	0,20	0,28	0,20	0,21	0,31	0,21	0,13	0,18	0,13	0,13	0,20	0,13	0,13	0,20	0,13
2′	0,24	0,35	0,24	0,28	0,44	0,28	0,31	0,50	0,31	0,21	0,30	0,21	0,22	0,33	0,22	0,22	0,33	0,22
3′	0,18	0,24	0,18	0,20	0,28	0,20	0,21	0,31	0,21	0,13	0,18	0,13	0,13	0,20	0,13	0,13	0,20	0,13



б) нагруженная грань $2a \times 2b$ соединяется с другими гранями открытой коробки по трем сторонам, одна сторона свободна

Соотношение сторон нагружаемой грани $a:b$	1:1			1:0,75			1:0,5											
Соотношение размеров коробки $a:b:c$	1:1:1			1:0,75:1			1:0,75:0,75			1:0,5:1			1:0,5:0,75					
Точки приложения силы	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1′	0,16	0,25	0,16	0,15	0,20	0,15	0,15	—	0,15	0,08	0,09	0,08	0,08	—	0,08	0,08	—	0,08
2′	0,30	0,48	0,30	0,29	0,45	0,29	0,28	0,42	0,28	0,19	0,28	0,19	0,18	0,27	0,18	0,18	0,27	0,18
3′	0,43	0,70	0,43	0,39	0,62	0,39	—	0,62	—	0,34	0,51	0,34	—	0,48	—	—	0,48	—
4′	0,95	1,40	0,95	0,77	1,16	0,77	—	1,16	—	0,62	0,92	0,62	—	0,99	—	—	0,99	—



Примечание. Прямая сторона—сторона, по которой происходит соединение двух граней коробки; вогнутая сторона — свободный край.

Таблица 18

Коэффициенты k_0 для определения перемещения f_0 под силой, действующей на грань коробки (по результатам приближенных расчетов)

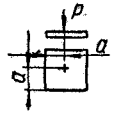
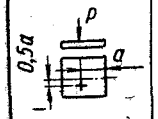
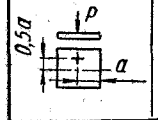
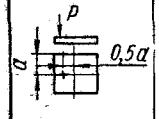
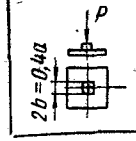
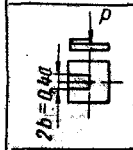
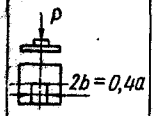
Схема нагружения	Куб с гранями одинаковой жесткости			Куб, у которого жесткость одной грани принята бесконечно большой	
1. Значения коэффициента k_0 для случая, когда нагруженная (заштрихованная) грань имеет постоянную толщину h					
	0,457	0,324	0,329	0,422	0,296
	0,230	0,218	0,222	0,159	0,248
	0,939	0,218	0,222	0,957	0,151
	0,270	0,218	0,222	0,257	0,207
2. Значения коэффициента k_0 для случая, когда нагруженная (заштрихованная) грань толщиной h имеет участки, жесткость которых принимается бесконечно большой					
	0,251	0,176	0,178	0,232	0,160

Схема нагружения	Куб с гранями одинаковой жесткости			Куб, у которого жесткость одной грани принята бесконечно большой	
	0,222	0,155	0,158	0,204	0,141
	0,352	0,155	0,158	—	0,121

Примечание. Некоторое незначительное несоответствие в величинах k_0 объясняется тем, что они подсчитаны при двух членах разложения, а сходимость рядов для разных схем неодинакова.

Таблица 19

Коэффициент k_1, учитывающий влияние отверстия с бобышкой на величину упругого перемещения под силой при действии силы на бобышку

$\frac{D}{d}$	$\frac{H_a}{h}$	$D^2/(2a \cdot 2b)$							
		0,01	0,02	0,03	0,05	0,07	0,10	0,13	0,16
1,2	1,4	1,0							
	1,5	0,98	0,97	0,95	0,93	0,91	0,88	0,86	0,83
	1,6	0,95	0,93	0,91	0,88	0,85	0,81	0,77	0,75
	1,8	0,91	0,86	0,83	0,78	0,74	0,69	0,65	0,62
	2,0	0,86	0,80	0,77	0,71	0,67	0,61	0,57	0,53
	3,0	0,79	0,71	0,65	0,56	0,50	0,43	0,37	0,33
1,6	1,1	1,0							
	1,2	0,98	0,97	0,95	0,93	0,91	0,88	0,86	0,83
	1,4	0,91	0,88	0,85	0,80	0,76	0,72	0,68	0,65
	1,6	0,87	0,82	0,77	0,71	0,66	0,60	0,55	0,51
	2,0	0,82	0,75	0,70	0,62	0,56	0,49	0,43	0,38
	3,0	0,78	0,70	0,63	0,54	0,47	0,38	0,32	0,27

Для отверстия диаметром d без бобышки			
$d^2/(2a \cdot 2b)$	0,05	0,01	$\geqslant 0{,}015$
k_1	1,1	1,15	1,2

Таблица 20

Величины $\frac{\Delta f}{f}$ для определения коэффициента k_2

1. *Относительное уменьшение перемещения* $\left(-\frac{\Delta f}{f}\right)$ *при больших* $\frac{H_a}{h}$

$\frac{D}{d}$	$\frac{H_a}{h}$	$D^2/(2a \cdot 2b)$				
		0,01	0,02	0,04	0,07	0,10
1,2	1,4	0				
	1,6	0,02—0,01	0,03—0,02	0,05—0,03	0,07—0,04	0,09—0,05
	1,8	0,06—0,03	0,08—0,04	0,11—0,06	0,16—0,08	0,19—0,10
	2,0	0,08—0,04	0,11—0,06	0,16—0,09	0,21—0,13	0,26—0,17
	3,0	0,12—0,07	0,18—0,10	0,25—0,15	0,34—0,20	0,41—0,24
1,6	1,2	0				
	1,4	0,06—0,04	0,08—0,05	0,11—0,07	0,14—0,10	0,16—0,12
	1,6	0,09—0,05	0,12—0,07	0,17—0,10	0,22—0,13	0,27—0,16
	2,0	0,12—0,07	0,17—0,09	0,23—0,13	0,31—0,18	0,37—0,21
	3,0	0,14—0,08	0,20—0,12	0,29—0,17	0,38—0,23	0,45—0,28

2. *Относительное увеличение перемещения* $\left(+\frac{\Delta f}{f}\right)$ *при малых* $\frac{H_a}{h}$

$\frac{D}{d}$	$\frac{H_a}{h}$	$d^2/(2a \cdot 2b)$				
		0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
1,2	1,1	0,06—0,03	0,11—0,05	0,14—0,08	0,18—0,11	0,21—0,13
1,6	1,2	0,07—0,03	0,11—0,06	0,13—0,07	0,13—0,08	0,14—0,09
—	1,0	0,08—0,03	0,14—0,06	0,22—0,10	0,30—0,13	0,37—0,17

Примечание. Бо́льшие значения относятся к $\frac{R}{a'}=0,3$; меньшие—к $\frac{R}{a'}=0,5$. Для $\frac{R}{a'}=0,7$ при $\frac{H_a}{h}=3$ $\frac{\Delta f}{f}=\pm 0,1$.

Таблица 21

Активная относительная высота $\frac{H_a}{h}$ бобышек и ребер в зависимости от полной относительной высоты $\frac{H}{h}$

H/h	Бобышки r/a			Ребра	H/h	Бобышки r/a			Ребра
	0	0,3	0,5			0	0,3	0,5	
1,2	1,19	1,16	1,14	1,18	2,0	1,78	1,62	1,50	1,83
1,4	1,37	1,29	1,25	1,36	2,2	1,88	1,69	1,55	1,96
1,6	1,53	1,41	1,35	1,53	2,4	1,96	1,76	1,60	2,08
1,8	1,67	1,52	1,44	1,69					

Величины k_1 и $\frac{\Delta f_i}{f}$ зависят от диаметра отверстия d; диаметра бобышки D; площади нагруженной грани $2a \times 2b$; расстояний от точки приложения силы до рассматриваемого ненагруженного отверстия — R и до опертой стороны пластины, ближней к рассматриваемому отверстию, — a'; от толщины пластины h и от активной высоты бобышек — H_a. Величина H_a определяется по табл. 21 в зависимости от полной относительной высоты бобышки $\frac{H}{h}$ и относительного расстояния $\frac{r}{a}$ от точки приложения силы до оси рассматриваемого отверстия.

Если площадь, занятая бобышками, велика и они подливаются друг к другу, влияние отдельных бобышек не рассматривается и расчет ведется по приведенной толщине стенки:

$$h_{пр}=\sqrt[3]{\frac{h^3(F-F_{боб})+H^3(F_{боб}-F_{отв})}{F}},$$

где h — толщина стенки; H — толщина стенки с бобышкой; $F_{боб}$ — площадь, занятая бобышками (без учета наличия отверстий); $F_{отв}$ — площадь, занятая отверстиями; F — площадь пластины. Коэффициент k_3 учитывает влияние ребер, прилитых к стенкам. Для ребер под бобышками, через которые передается основная нагрузка, в том случае, если ребро подлито к соседней стенке, имеющей толщину того же порядка, что и нагруженная, можно принимать $k_3 = 0,8 \div 0,9$. Для ребер, предназначенных увеличивать общую жесткость стенок, можно принимать $k_3 = 0,75 \div 0,85$ (меньшие значения для системы пересекающихся ребер, бо́льшие — для не связанных между собой ребер).

В первом приближении влияние ребер можно учитывать, производя расчет по приведенной толщине стенки, определяя ее из условия равенства моментов инерции стенки приведенной толщины и стенки с ребрами. При этом в расчет должна вводится не полная высота стенки с ребрами, а активная H_a, определяемая по табл. 21 в зависимости от $\frac{H}{h}$.

Результаты расчетного и экспериментального исследования жесткости коробок. Как известно, расчет коробок может быть сведен к расчету их плоских разверток, т. е. неразрезных пластин [29]. При этом в качестве основной выбирается система, в которой все пластины, составляющие неразрезную, полагаются свободно опертыми. Разница в деформациях основной системы и заданной устраняется введением контурной нагрузки, действующей по краям пластин. Упругая поверхность, таким образом, выражается в рядах с неопределенными коэффициентами, которые определяются из граничных условий для каждой из пластин.

Такое решение может быть получено для тех комбинаций пластин, решения для которых при условии свободного опирания их краев известны. Для пластин с ребрами, произвольным образом расположенными отверстиями, бобышками в настоящее время теоретических решений нет.

Для ориентировочной оценки влияния на деформации пластины отверстий, подкрепленных бобышками [15], использовались решения задач о деформациях свободно опертой пластины размерами $2a \times 2b$ под нагрузкой, действующей на узком участке, параллельном одной из сторон (длиной $2a$). В таких задачах уравнение, выражающее упругую поверхность нагруженного участка пластины, представляется в виде суммы $w = w_1 + w_2$, где w_1 — частное решение дифференциального уравнения для нагруженного участка пластины; w_2 — общее решение соответствующего однородного уравнения [37]. Если интенсивность нагрузки не изменяется по ширине $2b_1$ нагруженного участка, то этот участок можно рассматривать как свободно опертую полоску — балку. В этом случае прогибы w_1 можно рассматривать как прогибы двухопорной балки и выразить их в тригонометрической форме:

$$w_1 = \sum^{n} a_n \sin \frac{\pi n (a+x)}{2a}.$$

При этом упругая поверхность нагруженного участка

$$w = \sum^{n} a_n A_n \sin \frac{n\pi (a+x)}{2a},$$

где

$$A_n = 1 - \frac{\operatorname{ch}\frac{n\pi y}{2a}}{\operatorname{ch}\frac{n\pi b}{2a}}\left[\operatorname{ch}\frac{n\pi (b-b_1)}{2a} + \frac{n\pi b_1}{4a}\operatorname{sh}\frac{n\pi (b-b_1)}{2a} + \frac{n\pi b}{4a}\operatorname{sh}\frac{n\pi b_1}{2a}\cdot\frac{1}{\operatorname{ch}\frac{n\pi b}{2a}}\right] +$$

$$+ \frac{n\pi y}{4a}\cdot\frac{1}{\operatorname{ch}\frac{n\pi b}{2a}}\operatorname{ch}\cdot\frac{n\pi (b-b_1)}{2a}\operatorname{sh}\frac{n\pi y}{2a}.$$

Таким образом, выражения для упругой поверхности нагруженного участка при разной нагрузке (не изменяющейся по ширине участка) отличаются только коэффициентами a_n. Если на нагруженном участке имеется бобышка шириной, равной ширине участка, то этот участок можно рассматривать как балку переменной жесткости. Выразив прогибы такой балки в тригонометрической форме и определив коэффициенты a_n, а затем подставив выражение для a_n в общую формулу для w, можно получить приближенную формулу для определения упругих перемещений пластины на нагруженном участке с учетом влияния бобышек. При этом, так как в высоких бобышках так же, как и в высоких узких ребрах, напряжения не распространяются на весь объем материала, расчет проводят не по фактической, а по «активной» H_a их высоте [1] (см. табл. 21).

[1] Данные для определения H_a получены по результатам сопоставления проведенных расчетов и экспериментов.

По такой методике был решен ряд задач о деформациях коробок и пластин с разным закреплением сторон [15]. Некоторые результаты этих расчетов приведены в табл. 18. Так как изложенная общая методика расчета коробок на жесткость ввиду своей громоздкости непригодна для технического расчета, для того, чтобы разработать методику простейшего технического расчета, приведенную выше, были проделаны эксперименты на моделях.

Эксперименты проводили на квадратных пластинах со стороной 200 *мм*, круглых пластинах диаметром 200 *мм* и на сварных открытых (без одной грани) коробках с разным соотношением размеров с большей стороной 250 *мм*. Пластины устанавливали так, что практически осуществлялось свободное опирание; коробки устанавливали на четырех опорах (под углами коробки).

В качестве основного вида нагружения было принято нагружение сосредоточенной силой (точнее — по окружности весьма малого радиуса). Измеряли перемещения точки приложения силы. Так как в реальных коробках нагрузка передается на стенки через подшипники, то в случае нагружения пластины по отверстию нагрузку прикладывали к пластине через специальную переходную деталь.

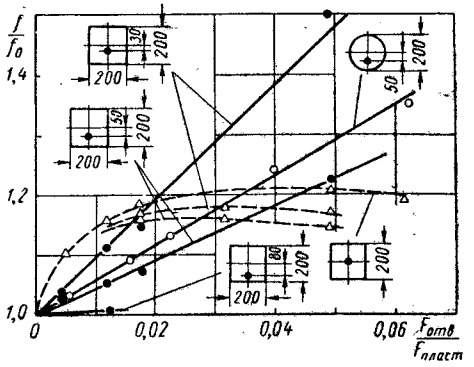


Рис. 46. Влияние размеров и расположения отверстий на перемещение точки под силой, действующей на пластину постоянной толщины (за единицу принято перемещение f_0 в пластине без отверстий).

Сплошные линии — нагружение в центре пластины, пунктирные линии — нагружение по отверстию

Исследовали влияние на величину перемещения точки приложения силы: соотношения размеров коробок; опирания сторон пластин; размеров и расположения отверстий без бобышек и с бобышками при нагружении по центру пластины и по отверстию; размеров и расположения ребер при нагружении по центру пластины и по ребру.

Результаты измерений на коробках, представленные в виде коэффициентов к формуле, применяемой для расчетного определения перемещения под силой (см. стр. 552), приведены в табл. 17; результаты измерений на пластинах с отверстиями, бобышками и ребрами приведены на рис. 46—48.

Анализ результатов расчетов по общей методике и измерений позволяет сделать следующие основные выводы.

1. Оценивая влияние на прогиб под силой отдельных факторов — закрепления сторон нагруженной грани, ребер и бобышек, — можно видеть, что в определенных пределах существует практическая независимость влияния на прогиб одного фактора от влияния других. Так, например, из табл. 18 следует, что соотношения между величинами перемещений под силой для грани постоянной жесткости, с абсолютно жестким ребром и бобышкой при разных видах закрепления сторон примерно одинаковы — расхождение не превышает 2—3%.

2. В исследованных пределах соотношений размеров, соответствующих реальным, существует прямая пропорциональность между площадью, занятой отверстием, и приращениями прогиба в результате влияния отверстия. Коэффициент пропорциональности зависит от расстояния центра отверстия до точки приложения силы (см. рис. 46).

3. Наибольшее относительное влияние на прогиб оказывает увеличение жесткости в месте приложения нагрузки. Так, например (табл. 18), переме-

щение под силой, действующей на грань с абсолютно жесткой квадратной бобышкой, в 1,8 раза меньше, чем при отсутствии бобышки. Перемещение грани с абсолютно жестким ребром меньше, чем с бобышкой, всего на 10%. Увеличение жесткости грани, смежной с нагруженной, оказывает на прогиб

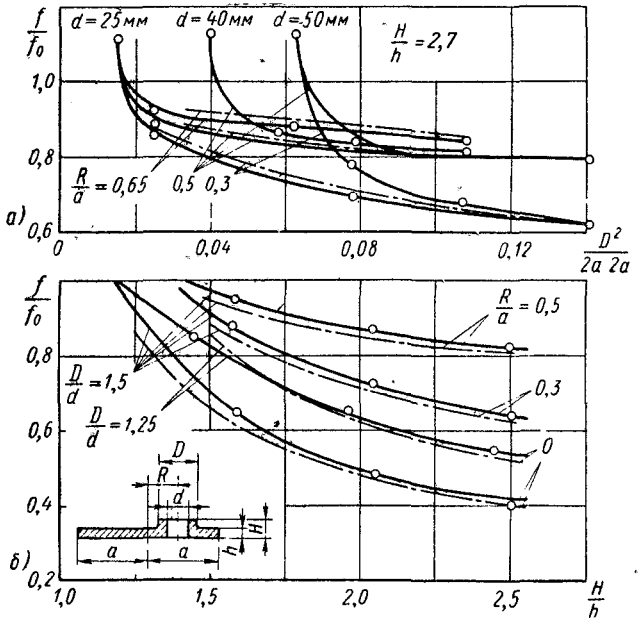


Рис. 47. Относительные перемещения f точки под силой, действующей на квадратную свободно опертую пластину (a = = 100 *мм*, h = = 6,7 *мм*), в зависимости от размеров и расположения отверстий, подкрепленных бобышками (*а*), и высоты бобышек (*б*) при действии силы в центре пластины (за единицу принято перемещение f_0 точки под силой в пластине постоянной толщины h). Сплошные линии — экспериментальные, штрих-пунктирные — расчетные

относительно меньшее влияние (порядка 10—30%; бо́льшие значения при действии силы вблизи грани бесконечно большой жесткости).

4. Увеличение высоты и диаметра бобышек с точки зрения влияния на жесткость целесообразно до определенного предела, так как с увеличением этих параметров относительное влияние их приращения на прогиб уменьшается. Влияние размеров отверстия (d) существенно до величины $\frac{D}{d}$ порядка 1,4—1,6. При бо́льших величинах $\frac{D}{d}$

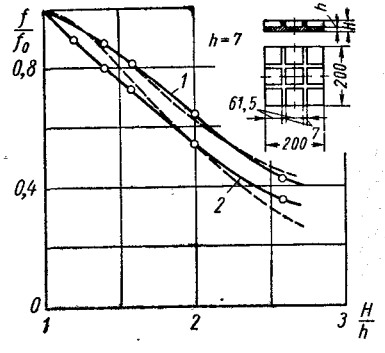


Рис. 48. Влияние ребер на перемещение f точки под силой, действующей на квадратную свободно опертую пластину.

(За единицу принято перемещение f_0 в пластине без ребер) *1* — сила приложена в центре пластины; *2* — сила приложена в точке пересечения ребер. Сплошные линии — экспериментальные; штриховые — расчетные

(при малых d) отверстия в бобышках на величину перемещений практически не влияют (см. рис. 47).

5. Ребра, подкрепляющие бобышку, дают больший эффект в том случае, если они располагаются перпендикулярно к двум наиболее жестким

граням коробки. Так, например, при наличии свободного края при одинаковой жесткости стенок коробки и одинаковом расстоянии от точки приложения силы до взаимно перпендикулярных опертых сторон нагруженной грани целесообразно располагать ребро параллельно свободному краю.

6. При реальных соотношениях размеров влияние ребер на местную жесткость стенок не превышает 20—30%. С точки зрения влияния на жесткость увеличение высоты ребер целесообразно до определенного предела, зависящего от ширины и типа ребер (см. рис. 48).

Сравнение результатов расчетов и результатов экспериментов (см. табл. 17 и 18) показывает, что для всех случаев, кроме случая нагружения у свободного края, расхождение результатов не превышает 8—10%. Для случая нагружения у свободного края, как и следовало ожидать, расхождение результатов больше. Это объясняется тем, что при нагружении у свободного края форма упругой поверхности хуже аппроксимируется выбранными рядами, а результаты расчетов получены при двух членах рядов.

Для пластин с бобышками и ребрами (см. рис. 47, 48) расхождение результатов экспериментов и расчетов по активной высоте не превышает 3—6%.

ЖЕСТКОСТЬ ПОЛЗУНОВ И ХОБОТОВ

Упругие перемещения в результате деформаций ползунов (хоботов) определяются собственной их жесткостью на изгиб и кручение, вычисляемой как для балок постоянного поперечного сечения, и контактными деформациями в направляющих.

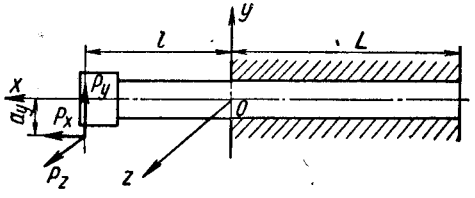


Рис. 49. Расчетная схема ползуна

При расчете деформаций ползунов определяют перемещение δ и угол θ наклона упругой линии в плоскостях xy и xz (рис. 49) и угол φ закручивания у вершины резца.

Величины δ, θ и φ определяют по формулам [1]:

$$\delta = \delta_0 + \theta_0 l + \frac{Pl^3}{3EI} + \frac{Ml^2}{2EI} + \varphi_0 a + \frac{M_{кр} l a}{GI_{кр}};$$

$$\theta = \theta_0 + \frac{Pl^2}{2EI} + \frac{Ml}{EI}; \quad \varphi = \varphi_0 + \frac{M_{кр} l}{GI_{кр}}.$$

Здесь E, G — модули упругости материала ползуна в *кГ/см²*; I — момент инерции площади поперечного сечения ползуна относительно рассматриваемой главной оси инерции сечения в *см⁴*; $I_{кр}$ — угловое сопротивление закручиванию ползуна в *см⁴* (см. раздел II); l — вылет ползуна (расстояние от вершины резца до направляющих) в *см*; a — расстояние от вершины резца до оси ползуна в *см*; при рассмотрении перемещений в плоскости xy

[1] Знаки в формулах соответствуют направлению осей и силовых факторов, изображенному на рис. 49. При этом в плоскости xy $P = P_y$; $M = P_x a_y$; $a = a_z = 0$; в плоскости xz $P = P_z$; $M = 0$; $a = a_y$; $M_{кр} = P_z a_y$.

$a = a_z$; в плоскости xz $a = a_y$; $P, M, M_{кр}$ — расчетные нагрузки — сосредоточенная сила ($кГ$) и изгибающий момент ($кГсм$), действующие в соответствующих плоскостях (xz или xy), и крутящий момент ($кГсм$); $\delta_0, \theta_0, \varphi_0$ — прогиб и угол наклона, соответствующие каждой из рассматриваемых плоскостей (xz или xy) и угол закручивания ползуна у кромки направляющих, определяемые как для балок на упругом основании.

Величины δ_0, θ_0 и φ_0 определяют по формулам [1]:

$$\delta_0 = \frac{2\beta k}{B}(PU + M_0\beta V)\,k_y;$$

$$\theta_0 = \frac{2\beta^2 k}{B}(PV + 2M_0\beta W)\,k_\theta;$$

$$\varphi_0 = \frac{M_{кр}}{GI_{кр}\beta_к \operatorname{th}(\beta_к L)}.$$

Здесь M_0 — изгибающий момент, действующий на ползун у кромки направляющих (для схемы, приведенной на рис. 49, при определении перемещений в плоскости xy $M_{oy} = P_y l + P_x a_y$; в плоскости xz $M_{oz} = P_z l$) в $кГсм$: L — длина направляющих в $см$; $B = \sum b_i \cos^2\alpha_i$ — приведенная ширина несущих граней[2] направляющих в $см$ (b_i — ширина i-й грани направляющих, α_i — угол наклона i-й грани к нейтральной оси; суммирование распространяется на грани, принимающие участие в работе при рассматриваемом нагружении); k — коэффициент контактной податливости в $см^3/кГ$, принимаемый для направляющих ползунов равным $1 \cdot 10^{-4}$ $см^3/кГ$ (подробнее см. раздел II).

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{B}{4EIk}}\ 1/см;$$

$$\beta_к = \sqrt{\frac{\sum b_i\left(r_i^2 + \frac{b_i^2}{12}\right)}{kGI_{кр}}}\ 1/см;$$

r_i — расстояние от центра тяжести поперечного сечения до нормали, проходящей через середину i-й грани, в $см$. Суммирование в выражении для $\beta_к$ распространяется на грани, принимающие участие в работе, т. е. обычно на грани, воспринимающие изгибающие нагрузки. При разной ширине несущих и поддерживающих граней величину $\beta_к$ следует определять, полагая, что в работе принимают участие те грани, которые воспринимают изгибающие

[1] Расчетные формулы применимы для случая, когда направляющие корпуса не имеют выемки в средней части. В первом приближении эти формулы можно использовать и при длине выемки $l_0 < 0{,}4\,L$. При значительной длине выемки ($l_0/L \geqslant 0{,}8$) ползуны рассчитывают как балки на упругих опорах. Уточненные расчеты см. [15].

[2] Несущими называются грани, в направлении которых действует основная сила; грани, от которых эта сила отжимает ползун, называются поддерживающими.

нагрузки в передней части направляющих, т. е. при $\frac{M_0\beta}{P} \leqslant 1$ несущие, а при $\frac{M_0\beta}{P} > 1$ — поддерживающие; U, V, W — коэффициенты, зависящие от показателя $\lambda = \frac{\beta L}{2}$, приближенно принимаемые при $\lambda \approx 0{,}8$ равными 1,3; при $\lambda \approx 1$ равными 1,1 и при $\lambda > 1{,}2$ равными 1. Для большинства ползунов $\lambda \geqslant 1{,}6$ и $U = V = W = 1$; $\beta_к L > 2{,}5$ и $\operatorname{th}(\beta_к L) = 1$;

k_y, k_θ — коэффициенты, учитывающие влияние на деформации ползунов не одинаковой ширины несущих и поддерживающих граней. При одинаковой их ширине $k_y = k_\theta = 1$; при $m = \frac{B_{под}}{B} > 1$ коэффициенты k_y и k_θ меньше единицы, при $m = \frac{B_{под}}{B} < 1$ — больше единицы ($B_{под}$ — приведенная ширина поддерживающих граней); $k_\theta \approx 0{,}9 + 1{,}3$ — меньшие значения при $\frac{M_0\beta}{P} \leqslant 1$ $m > 2$; большие — при $\frac{M_0\beta}{P} \leqslant 1$ и $m < 0{,}4$ (k_y см. раздел II).

На практике для ползунов поперечно-строгальных станков, у которых сила резания прижимает ползун к наклонным граням направляющих с профилем «ласточкин хвост» (или планкам прямоугольных направляющих), значения m обычно составляют 2,25 — 2,75; для ползунов остальных станков (долбежных, продольно-строгальных, карусельных станков при работе суппорта на прижим и т. п.) $m = 0{,}25 \div 0{,}35$.

Хоботы рассчитывают так же, как ползуны. Нагрузки на хоботы консольно-фрезерных станков определяют из рассмотрения упругой системы оправка — серьга — хобот, причем оправку можно рассматривать как жестко заделанную в шпинделе и опертую в месте соединения с серьгой.

Коэффициент контактной податливости при расчете затянутых стыков хобота следует принимать равным $(0{,}6—0{,}7) \cdot 10^{-4}$ $см^3/кГ$.

Глава III. КОЛЕБАНИЯ НЕСУЩИХ СИСТЕМ

С точки зрения работоспособности станка интерес представляет рассмотрение влияния параметров несущей системы на устойчивость при резании и на уровень вынужденных колебаний, возникающих в результате действия внешних возмущений (при вращении неуравновешенных деталей, при реверсах и т. п.) и изменения процессов трения или резания (при резании с переменным сечением среза, при врезании и выходе инструмента и т. п.).

В настоящее время разработаны общие положения решения задач динамики станков [23]. Несущая система станка рассматривается как часть замкнутой динамической системы. Свойства

этой системы определяются параметрами упругой системы станка, в том числе и несущей системы, и параметрами процессов резания и трения.

Учитывая относительно слабую нелинейность несущих систем при нагружении их силой резания и невысокий допустимый уровень колебаний, колебательная система станка полагается линейной.

Сложность исследования колебаний в линейных системах связана главным образом с правильностью оценки существенных степеней свободы и определением параметров возмущений, т. е. с выбором расчетной схемы. Возможности упрощения расчетной схемы существенно расширяются при решении конкретных задач, позволяющих ограничить исследование колебаний несущей системы определенной областью частот или действием определенных возмущений.

В настоящем разделе рассматриваются низкочастотные колебания несущих систем, главным образом применительно к анализу влияния установки станка на его работоспособность.

Имеющиеся результаты исследований колебаний в станках показывают, что наиболее четко проявляющиеся в спектре волнистости обрабатываемой поверхности частоты во многих случаях соответствуют именно низкочастотным колебаниям несущей системы, определяемым, кроме параметров установки, также первыми формами колебаний основных корпусных деталей и колебаниями тяжелых узлов при нежестких стыках. Например, в одностоечных координатно-расточных станках, устанавливаемых на три опоры, собственные колебания с частотой около 15 *гц* определяются крутильными колебаниями станины; в радиально-сверлильных станках колебания рукава и колонны определяют собственные частоты колебаний несущей системы порядка 10—15 *гц* и около 90 *гц*; в портальных станках средних размеров обычно частоты собственных колебаний ниже 15—20 *гц* определяются колебаниями стоек относительно фундамента, а порядка 50—80 *гц* — крутильными колебаниями поперечины; в зубофрезерных станках жесткость станины на кручение определяет частоту собственных колебаний порядка 30—70 *гц*; в круглошлифовальных станках интенсивные поступательные колебания шлифовальной бабки соответствуют частоте собственных колебаний 40—60 *гц* и т. д.

Так как изменение уровня колебаний несущей системы при изменении параметров установки наибольшее влияние оказывает на качество обрабатываемых деталей, основное внимание уделяется колебаниям точных станков.

Наиболее типичными возмущениями, вызывающими колебания несущих систем точных станков, являются внешние возмущения — кинематические возмущения со стороны основания и возмущения от привода (от вращения неуравновешенных деталей,

возникающие при реверсировании возвратно-поступательно перемещающихся узлов и т. п.). Поэтому ниже преимущественно рассматриваются колебания несущих систем под действием именно этих возмущений.

КОЛЕБАНИЯ НЕСУЩИХ СИСТЕМ, ВЫЗЫВАЕМЫЕ ВОЗМУЩЕНИЯМИ ОТ ПРИВОДА

Колебания, возникающие при работе привода вращательного движения

При работе привода вращательного движения наиболее интенсивными являются возмущения от вращения неуравновешенных деталей. Как известно, вращение элементов со значительной неуравновешенностью — ротора двигателя, шлифовального круга, неуравновешенных оправок с инструментом, заготовок и т. п. — вызывают колебания главным образом с частотами, соответствующими числам оборотов этих элементов.

Возмущающая сила от неуравновешенности

$$P = 1{,}1 \cdot 10^{-8} q n^2 \ кГ,$$

где q — неуравновешенность в $г \cdot см$; n — число оборотов в минуту.

Колебания элементов, вызываемые работающим двигателем, кроме неуравновешенности ротора двигателя (частота колебаний $f_0 = \frac{n}{60}$ *гц*, где n — число оборотов двигателя в минуту), могут определяться неравномерностью воздушного зазора и несимметричностью обмоток статора (частота колебаний 100 *гц*), несимметричностью обмоток ротора (частота колебаний $f = 2f_0$) и т. д. Наиболее интенсивными обычно являются колебания, вызываемые неуравновешенностью ротора двигателя, которая для двигателей серии АО-2 в соответствии с ТУ равна при $n = 3000$ *об/мин* 11—15 $г \cdot см$; при $n = 1500$ *об/мин* 35 $г \cdot см$; при $n = 1000$ и 750 *об/мин* 90 $г \cdot см$.

Неуравновешенность шлифовальных кругов определяется неоднородностью материала, геометрическими неточностями и т. п. Остаточный (начальный) дисбаланс, который имеет круг после изготовления, нормируется ГОСТом 3060—55. На заводе-потребителе при установке на станке круг дополнительно балансируется так, что начальный дисбаланс круга уменьшается. В процессе работы по мере износа круга дисбаланс снова увеличивается. Таким образом, возмущающая сила от неуравновешенности круга, действующая на станок, может изменяться.

Приближенно неуравновешенность в $г \cdot см$ кругов 1-го класса (по дисбалансу) численно может приниматься равной: при ширине круга до 13 *мм* — 0,1 D^2; от 13 до 25 *мм* — 0,2 D^2; от 20 до 50 *мм* — 0,3 D^2; от 75 до 100 *мм* — 0,4 D^2; от 120 до 150 *мм*—

$0{,}5\,D^2$ (D — диаметр круга в *см*). Для кругов 2-го класса предельная неуравновешенность примерно в 1,5—2 раза выше, для 3-го в 2,5—3 раза, для 4-го в 3,5—4 раза.

При работе вращающимся инструментом, например на координатно-расточных или алмазно-расточных станках, интенсивным источником возмущений являются возмущения от неуравновешенности шпиндельного узла. В алмазно-расточных станках неуравновешенность шпиндельного узла порядка 3—5 *г·см* при числе оборотов $n = 3000$ в минуту уже заметно влияет на точность обработки. Такая сравнительно незначительная неуравновешенность может быть достигнута только при динамической балансировке шпиндельного узла в сборе. Без этого дисбаланс шпиндельных узлов алмазно-расточных станков достигает 30—40 *г·см* [27].

Возмущающие силы, возникающие при вращении неуравновешенных заготовок, обычно изменяются в очень широких пределах, определяемых формой детали, способом получения заготовки, точностью ее установки на станке, неуравновешенностью патрона и т. п. [23]. Обработка заготовок с конструктивной неуравновешенностью требует специальных мероприятий, обеспечивающих сведение дисбаланса вращающейся детали до минимума. Наиболее интенсивные возмущения от неуравновешенности заготовок имеют место при черновой обработке.

Вращение неуравновешенных элементов привода, возникающие при работе привода удары в зазорах, перекатывание тел качения в подшипниках, колебания и удары от сшивок и неоднородности ремней, от ошибок в шаге и профиле зубьев и т. п., т. е. одновременное действие значительного количества источников возмущений примерно одинаковой интенсивности, определяют возмущения, действующие на несущие системы, которые можно отнести к категории случайных. Эти возмущения характеризуются широким спектральным составом и амплитудами, меняющимися по случайному закону.

При интенсификации периодических возмущений (в частности, при увеличении числа оборотов неуравновешенного инструмента), как правило, интенсифицируются и случайные возмущения (например, в результате возрастания силы ударов в элементах привода). Наличием случайных возмущений, характеризуемых сплошными спектрами, определяется, в частности, тот факт, что при действии интенсивных периодических возмущений наряду с колебаниями на частотах, соответствующих частотам этих возмущений, в станке возникают колебания на частотах, соответствующих собственным частотам системы.

Статистические свойства рассматриваемых процессов возмущений в течение интервала времени, достаточно большого по сравнению с периодами составляющих этих процессов и с периодами собственных колебаний систем, а также по сравнению с периодом, на протяжении которого рассматривается поведение системы,

по-видимому, можно считать практически неизменными. При этом рассматриваемые возмущения можно отнести к категории стационарных.

Параметры стационарных случайных возмущений, действующих на несущие системы станков (корреляционные функции или спектральные плотности), в настоящее время только начинают исследовать. Впредь до накопления соответствующих данных в самом первом приближении эти возмущения можно рассматривать как возмущения некоторого постоянного уровня весьма широкого частотного спектра.

В точных станках колебания несущих систем, вызываемые работой привода вращательного движения, как правило, имеют относительно небольшую интенсивность. Так, например, колебания станины точного токарного станка Мицубиси мод. HL-300C при холостом ходе и при резании имели амплитуды, не превышающие 4 *мк*; колебания станины плоскошлифовального станка, возникающие при вращении круга, — 2 *мк* и т. п. Чем ниже частоты собственных колебаний станка на опорах по сравнению с частотами возмущений, действующих на станину станка, тем меньше амплитуды относительных колебаний.

Если частота возмущений от источника, установленного не на станине, а непосредственно на одном из верхних узлов станка, близка к частоте собственных колебаний этих узлов, то при установке станка на податливые опоры относительные колебания в системе на этой частоте возрастают.

Естественно, что хотя параметры установки оказывают влияние на уровень относительных колебаний, вызываемых возмущениями от привода, конечная точность обработки в значительной степени определяется уровнем этих возмущений. Например, в алмазно-расточных станках мод. 2706 заменой клиноременного привода специально разработанным осевым, позволившим изолировать шпиндель от возмущений со стороны двигателя; использованием гидродинамических подшипников шпинделя вместо подшипников качения; снижением уровня вибраций от гидропривода (за счет виброизоляции бака, использования гибких трубопроводов и т. п.); балансировкой шпиндельного узла в сборе до остаточной неуравновешенности 3—5 *гсм* и т. п. удалось уменьшить среднюю величину некруглости с 2,2 до 0,6 *мк* и довести чистоту обрабатываемой поверхности с 7 до 10-го класса [27].

В станках нормальной точности при наличии в станке интенсивных источников возмущений, например неуравновешенности двигателя или круга, колебания узлов оказываются достаточно интенсивными — амплитуды колебаний станины достигают десятых долей миллиметра. При совпадении (или кратности) частоты возмущений и собственных частот колебаний станка на опорах амплитуда колебаний резко возрастает.

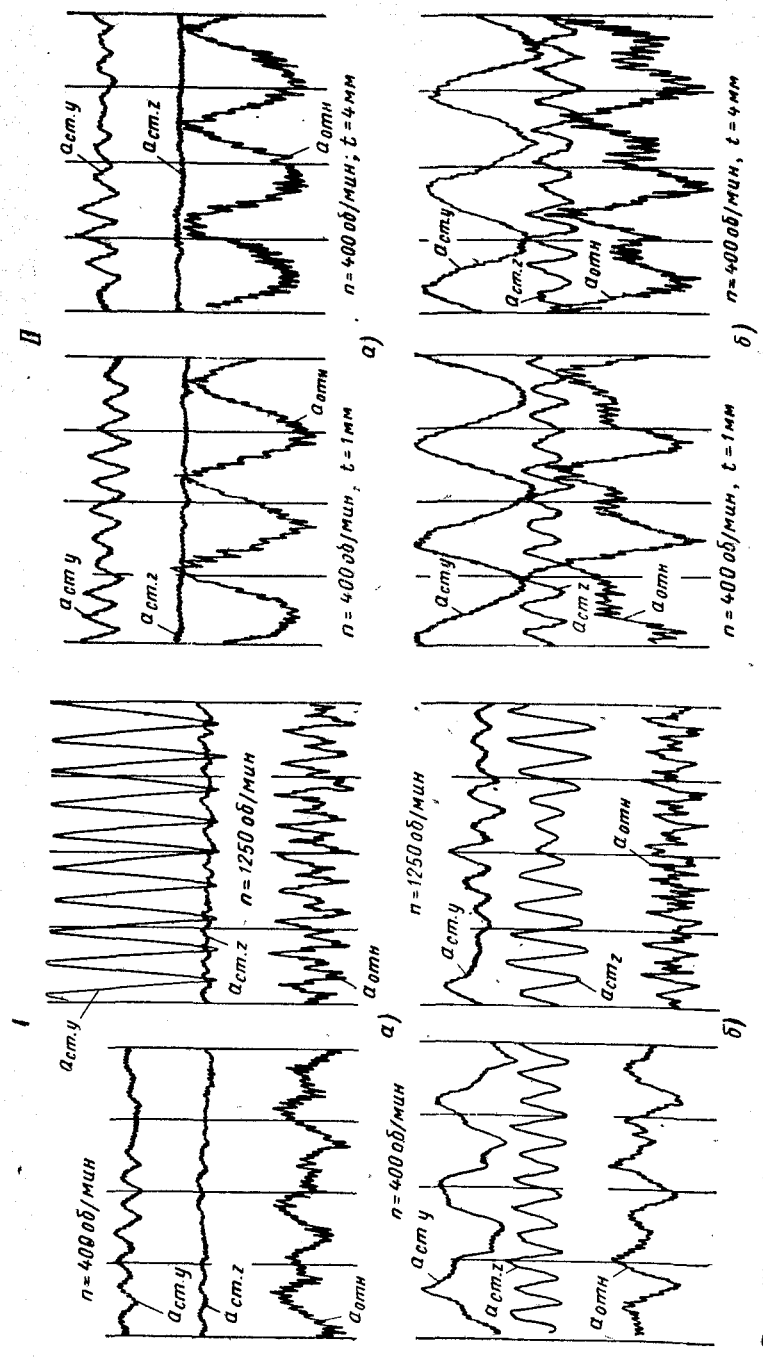


Рис. 50. Колебания элементов станка мод. 1К62 при холостом ходе (*I*) и при резании (*II*) при разных способах установки станка:

а — на клиньях с подливкой опорной поверхности станины цементным раствором; *б* — на резино-металлических опорах; $a_{ст.y}$, $a_{ст.z}$ — горизонтальные и вертикальные колебания станины; $a_{отн}$ — относительные колебания суппорта и заготовки

На рис. 50 приведены осциллограммы колебаний станка мод. 1К62 на холостом ходу и при резании при разных способах его установки. При изменении собственной частоты колебаний станка на опорах опасные с точки зрения резонанса области чисел оборотов смещаются. Амплитуды относительных колебаний при холостом ходе и при резании с малыми сечениями среза в станке, установленном на резино-металлические опоры, как и следовало ожидать, оказываются меньше, чем в подлитом, а при глубине резания 4 *мм* — больше. Это объясняется тем, что в станке на опорах глубина резания 4 *мм* близка к предельной, соответствующей границе устойчивости, в то время как в подлитом станке в условиях проведения эксперимента предельная глубина резания была около 8 *мм*.

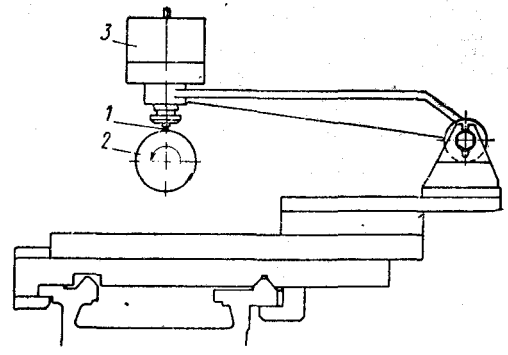


Рис. 51. Схема установки для исследования влияния колебаний на износ:

1 — образец из чугуна или сплава ЦАМ; *2* — вращающийся чугунный барабан; *3* — сменные грузы

В станках нормальной точности необходимость ограничения уровня колебаний элементов диктуется требованиями не только точности, но и долговечности.

Вопрос о влиянии колебаний в подвижных соединениях на долговечность по износу изучен недостаточно. Для выяснения качественной картины этого явления были проведены эксперименты [18]. На специальном стенде (рис. 51) для пары трения чугун — чугун определяли время работы до задира, а для пары трения ЦАМ — чугун — темп износа. Эксперименты проводили при разных уровнях относительных колебаний между элементами пары. Условия эксперимента и основные результаты приведены в табл. 22. Анализируя полученные результаты, видим, что при наличии интенсивных относительных колебаний элементов пары трения время работы со смазкой до задира и темп износа оказываются в несколько раз меньше, чем при отсутствии колебаний. Интересно отметить такой факт. В качестве стенда был использован токарный станок, у которого уровень колебаний холостого хода был достаточно высоким. Поэтому даже при отсутствии дополнительных колебаний, возбуждаемых специально установленным на станке вибратором, между элементами трущейся пары имели место заметные колебания (режимы II и IX, табл. 22). Для того, чтобы получить сравнительный результат для случая отсутствия колебаний, дополнительно в качестве второго стенда был использован другой токарный станок высокой точности, на котором уровень

Таблица 22

Результаты исследования влияния колебаний на износ

Условия исследований: диаметр образца 5 *мм*; диаметр барабана 86 *мм*; скорость скольжения 15,6 *м/мин*; статические относительные перемещения образца и барабана: при $p = 80$ *кГ/см²* $\Delta = 1{,}3$ *мк*, при $p = 40$ *кГ/см²* $\Delta = 0{,}7$ *мк*

Наименование		Пара трения чугун—чугун со смазкой маслом «велосит»								
		Давление в зоне трения								
		80 *кГ/см²*					40 *кГ/см²*			
Режимы		I	VI	VII	VIII	IX	X	XII	XIII	XIV
Максимальные амплитуды относительных колебаний	Перемещение a_z в *мк*	0,25	3,8	3,6	1,5	0,45	0,35	4,5	4,5	1,2
	скорость v_z в усл. ед.	—	12	3,2	3,0	2,5	1,8	8,0	3,0	2,5
Среднее время работы образцов до задира t в *мин*		84,2	4,4	14,5	17,4	52,0	80,9	22,0	54,8	67,7

Пара трения ЦАМ 10-5—чугун						
Давление в зоне трения						
80 *кГ/см²*						
Режимы		I	II	III	IV	V
Максимальные амплитуды составляющих относительных колебаний в *мк*	a_z	0,25	0,45	0,7	1,5	0,8
	a_x	0,35	0,7	0,8	1,8	1,0
	a_y	0,25	0,6	0,55	0,75	0,75
Средний износ образцов за 25 *мин* в *мк*		44	86,4	98,4	120	115

относительных колебаний в зоне контакта трущихся элементов был существенно ниже (режим I). На этом точном станке время работы образцов до задира оказалось на 35% больше, чем на станке, использованном как основной стенд.

Колебания, возникающие при реверсировании возвратно-поступательно перемещающихся узлов

В станках с возвратно-поступательно перемещающимися узлами наиболее интенсивными источниками колебаний являются возмущения, действующие при реверсировании узлов [1].

[1] В настоящем разделе с точки зрения влияния на точность обработки рассмотрены колебания несущих систем, вызываемые импульсными возмущениями, действующими в плоскости, параллельной обрабатываемой поверхности. При этом колебания несущей системы в первом приближении могут рассматриваться независимо от колебаний системы привода. При действии импульсных возмущений в плоскости, перпендикулярной обрабатываемой поверхности, как, например, при реверсировании шлифовальных бабок в круглошлифовальных станках, колебания несущей системы и привода, влияющие на точность обработки, должны рассматриваться совместно.

Если реверс происходит в процессе резания, как, например, в шлицешлифовальных, круглошлифовальных и т. п. станках, интенсивные относительные колебания инструмента и заготовки, возникающие при реверсировании, обусловливают появление прижогов или волнистости обрабатываемой поверхности. По данным ОКБШС, при шлифовании длинных оправок некруглость концевых сечений в ряде случаев оказывается в 1,5—2 раза больше, чем среднего.

Если реверс осуществляется вне зоны резания, как, например, в плоскошлифовальных станках, желательно, чтобы колебания, возникающие при реверсировании, успели затухнуть до начала резания. Для этого при резких реверсах увеличивают ход стола. Однако максимальные относительные колебания не всегда соответствуют середине процесса реверсирования. При резком торможении они могут совпадать с началом торможения, когда круг еще не сошел с детали. При этом увеличение хода стола не даст желаемых результатов.

В станках с гидроприводом действие на несущую систему возмущений при реверсировании узлов можно рассматривать как действие некоторого внешнего импульса сил инерции, величина которого Q определяется массой m и скоростью v перемещения узла, а форма (т. е. закон изменения силы инерции во времени) и продолжительность τ — настройкой системы, осуществляющей реверс.

Измерения сил инерции (ускорений), действующих при реверсировании столов шлифовальных станков, показали, что в зависимости от скорости движения стола, типа и настройки гидросистемы параметры импульсов меняются в значительных пределах.

Время реверса τ на плоскошлифовальных станках мод. 3Б71М и 3Г71 при скоростях движения стола от 9 до 20 *м/мин* менялось от 0,12 —0,13 до 0,35—0,5 *сек*; на станке мод. 3722 при скорости стола 20—30 *м/мин* $\tau = 0{,}65$ *сек*; на станках фирмы Blohm $\tau = 0{,}3 \div 1{,}3$ *сек*; на круглошлифовальных станках мод. 3А151 и 3Б151 время реверса при работе без паузы — порядка 0,2—0,6 *сек*, при работе с паузой время торможения или разгона 0,1—0,3 *сек*.

Максимальные ускорения, действующие на стол в процессе реверса, также оказываются существенно различными. На плоскошлифовальном станке мод. 3Б71М максимальные ускорения изменялись от 3,7 до 15,5 *м/сек²*; на станке мод. 3722 при скорости 29 *м/мин* $j_{max} = 3{,}3$ *м/сек²*; на станках фирмы Blohm максимальные ускорения не превышали 2,3 *м/сек²*. На круглошлифовальных

станках в ряде случаев максимальные ускорения достигали 20 *м/сек²* *.

Форма импульсов ускорений меняется в зависимости от настройки системы, скорости движения стола, трения в системе, параметров привода и т. п. Все встречающиеся импульсы сил инерции можно разделить на три группы.

1. Импульсы, описанные плавными кривыми без интенсивных высокочастотных составляющих и без резких скачков, т. е. имеющие достаточно плавный характер изменения производной ускорения (рис. 52 *б*; 53, *а*, *б*).

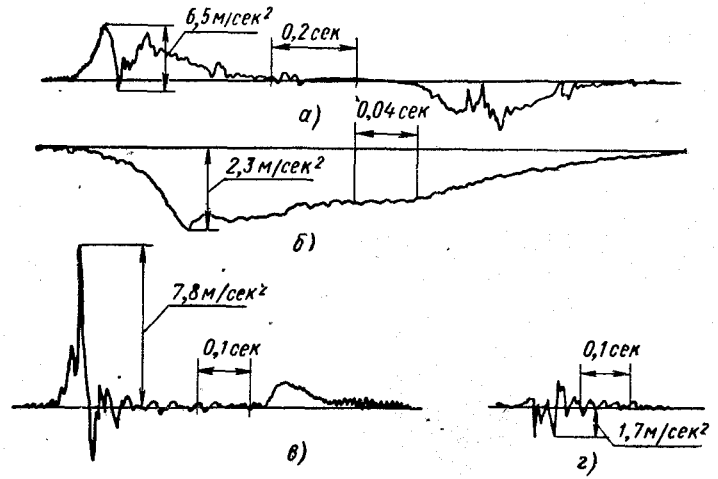


Рис. 52. Ускорения при реверсировании столов шлифовальных станков (v — скорость движения стола):

а — станок мод. 3Г71, v = 22 *м/мин*; *б* — станок Blohm, v = 16,7 *м/мин*: *в* — станок мод. 3А151, v = 6 *м/мин*; *г* — станок мод. 3А151, v = = 0,6 *м/мин*

2. Импульсы, описанные кривыми без интенсивных высокочастотных составляющих, но имеющие резкие скачки, определяющие резкое изменение производной ускорения (рис. 53, *в*).

3. Импульсы, в которых закон изменения ускорений характеризуется наличием интенсивных высокочастотных составляющих, в ряде случаев определяющих даже изменение знака ускорения в процессе реверсирования (рис. 52, *а*, *в*, *г* и 53, *г*).

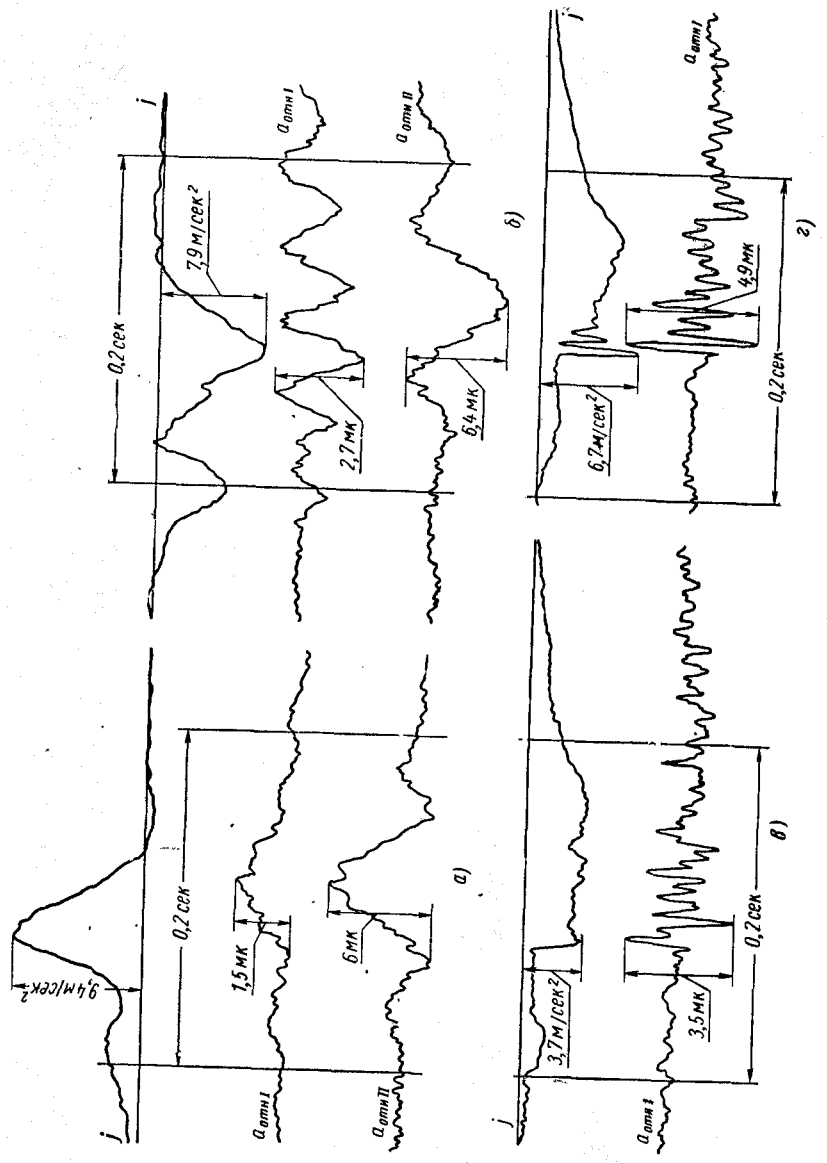
Импульсы указанных трех групп существенно отличаются друг от друга по спектральному составу (рис. 54) **. Для импульсов первой группы при реальной продолжительности их действия основная часть энергии импульса сосредоточена в низкочастотной

* Максимальные значения ускорений, как правило, соответствовали резкому реверсу с ударом.

** О спектрах импульсов см. [38].

Рис. 53. Относительные колебания стола и шпинделя $a_{отн}$ и ускорения стола j станка мод. 3Б71М при реверсировании стола.

Скорость стола $v \cong 20$ *м/мин*; $a_{отн}I$ — станок установлен на баш-маках, $a_{отн}II$ — станок установлен на резино-металлических опорах ОВ-31. Законы изменения ускорений: *а*, *б* — первой группы; *в* — второй группы; *г* — третьей группы. (Относительные колебания измерялись с помощью токовихревого виброметра ТВВ-2 [19].



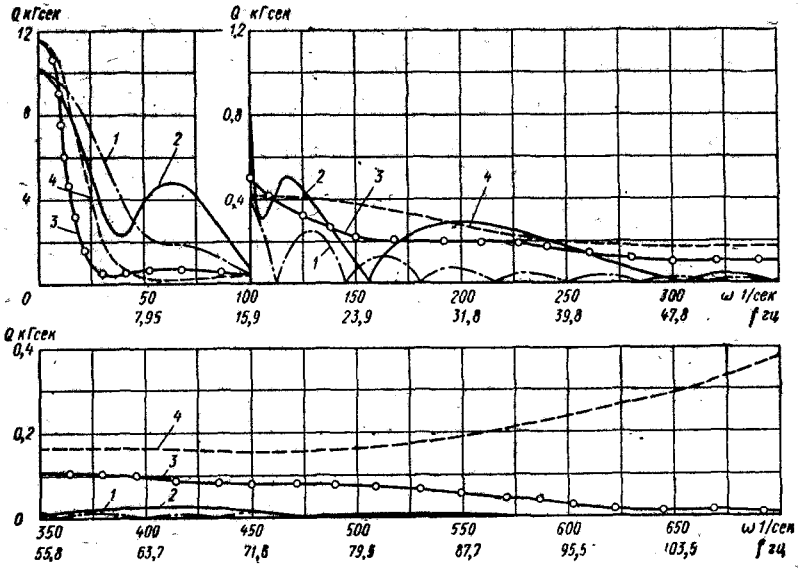


Рис. 54. Спектры импульсов сил инерции, действующих при реверсировании стола станка мод. 3Б71М:

первой группы — *1* (см. рис. 53, *а*); *2* (см. рис. 53, *б*); второй группы — *3* (см. рис. 53, *в*) и третьей группы — *4* (см. рис. 53, *г*)

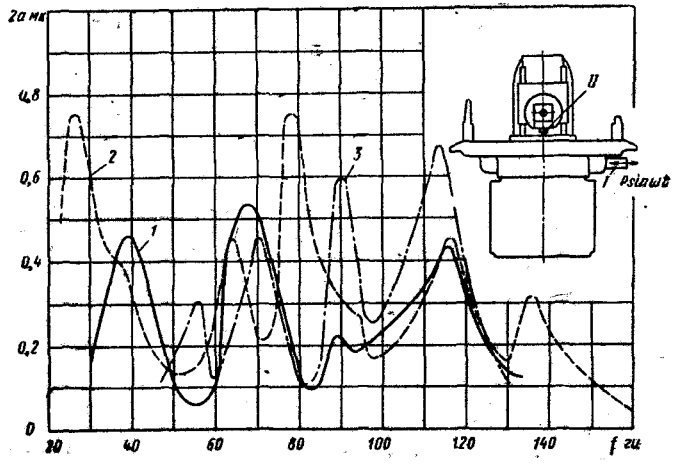


Рис. 55. Относительные колебания стола и шпинделя станка мод. 3Б71М, возникающие при возбуждении колебаний салазок вдоль оси цилиндра силой $R = P \sin \omega t$ ($P = 3{,}7$ *кГ*):

1, *2* — станок установлен на башмаках; *3* — станок установлен на резино-металлических опорах ОВ-31; *I* — вибратор; *II* — виброметр, измеряющий относительные колебания

области до 30—40 *гц*, для импульсов второй группы — в области частот до 70—90 *гц*. Для импульсов третьей группы значительная часть энергии приходится на область частот, близкую к частотам, определяемым высокочастотными составляющими импульса.

Различный частотный состав действующих импульсов разной формы даже при одинаковой их величине и продолжительности определяет и различный уровень колебаний несущих систем.

На рис. 55 приведены амплитудно-частотные характеристики, полученные при возбуждении колебаний станка периодической силой, действующей вдоль оси цилиндра. Эти характеристики и записи свободных колебаний, возбуждаемых толчком станка вдоль оси стола и падением груза рядом со станком (подробнее см. стр. 587), позволяют установить собственные частоты системы и формы колебаний, определяющие чувствительность станка к возмущениям при реверсе.

В рассматриваемом случае собственная частота продольных качательных колебаний станка на опорах (в плоскости оси стола) при установке на башмаках была 22 *гц* (при первоначальной установке 28 *гц*), а при установке на резино-металлических опорах ОВ-31 8 *гц*. Качательным и горизонтальным колебаниям стола и салазок в плоскости, перпендикулярной оси стола, возбуждаемым при реверсировании в результате связанности продольных и поперечных колебаний станины, соответствовала частота 40 *гц*. В области частот 60—70 *гц* находилась частота, определяемая продольными колебаниями стола на штоке. Частоты 80—90 *гц* соответствуют качательным колебаниям стола и салазок в продольном направлении. Частота 115 *гц* определяется вертикальными колебаниями шлифовальной головки, возбуждаемыми в результате связанности их с качательными колебаниями головки в плоскости, параллельной оси стола.

Так как импульсные возмущения, к которым относятся возмущения, действующие при реверсах, характеризуются сплошными спектрами (см. рис. 54; о построении кривых спектров см. стр. 621), то в относительных колебаниях инструмента и заготовки проявляются главным образом колебания с собственными частотами системы. Уровень относительных колебаний с частотами, соответствующими резонансным частотам, определяется уровнем спектральных составляющих действующего импульса сил инерции на этих частотах. Поэтому при действии импульсов первой группы (см. рис. 53, *а*, *б*), для которых в области частот выше 60 *гц* спектральная плотность оказывается достаточно низкой (ниже 0,03 *кГ · сек*), в относительных колебаниях преобладают колебания с собственной частотой колебаний станка на опорах (22 и 8 *гц*). При действии импульсов второй и третьей групп (см. рис. 53, *в*, *г*), для которых спектральная плотность в области высоких частот значительно выше, помимо частот собственных колебаний станка на опорах, четко видны также колебания с частотами,

определяемыми колебаниями верхних узлов станка (70—120 *гц*). В том случае, когда частоты высокочастотных составляющих им пульсов третьей группы близки к собственным частотам си стемы, уровень относительных колебаний резко возрастает (см рис. 53, *г*) *.

Для того, чтобы амплитуды относительных колебаний был минимальны, импульс сил инерции должен иметь такую форму

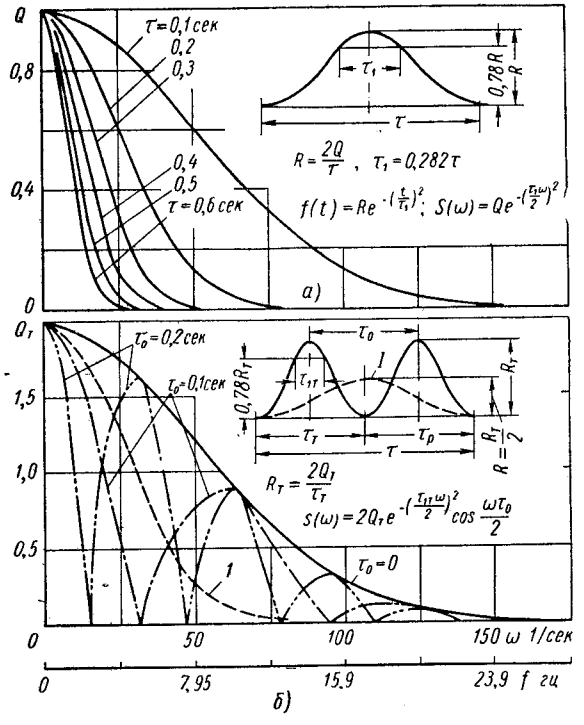


Рис. 56. «Идеальные импульсы сил инер ции и их спектр при одинаковой вели чине импульса Q = $=2\ mv$ и разной пр должительности τ:

а — торможение и разго не разделены паузо *б* — разделены паузо принято $Q_т = Q_p =$ $\tau_т = \tau_p = 0{,}1$ *сек*; *1* спектр импульса вел чиной Q и продолжител ностью $\tau = \tau_т + \tau_p$ б паузы

для которой при минимальной продолжительности действия им пульса (т. е. времени реверса τ) подавляющая часть его энерги была бы сосредоточена в как можно более узкой полосе низки частот. Известно, что этому условию удовлетворяют импульс вида $R\cos^2\frac{\pi}{\tau}t$ или $Re^{-(t/\tau_1)^2}$ (здесь $\tau_1 \approx 0{,}282\ \tau$). Эти импульс (рис. 56, *а*) и следует рассматривать как оптимальные при реал зации закона изменения ускорения во времени при работе б паузы, например при плоском шлифовании.

В тех случаях, когда торможение и разгон должны быть ра делены паузой, как, например, в ряде случаев при круглом шл

* Подтверждение изложенных соображений с помощью расчетов см. ст 625.

фовании, оптимальным следует считать такой реверс, при котором импульсы торможения и разгона имеют одинаковую форму, близкую к указанной оптимальной. Время паузы выбирается, исходя из технологических соображений. Уровень высокочастотных составляющих у такого «двугорбого» импульса выше, чем у соответствующего импульса без паузы той же продолжительности (рис. 56, *б*). Поэтому в тех случаях, когда наличие паузы не обязательно, вводить ее не рационально [1].

При одной и той же, в частности при оптимальной, форме импульса сил инерции чем больше время действия импульса, тем уже полоса низких частот, в которой сосредоточена основная часть энергии импульса. Исходя из этого при оптимальном законе изменения ускорения время реверса должно выбираться таким, чтобы собственная частота качательных колебаний станка на опорах располагалась вне этой полосы частот. При этом относительные перемещения в системе будут пренебрежимо малы.

Анализ записей ускорений при реверсе на разных станках и при разных настройках и результаты пробного шлифования на станках с разным характером реверса показывают, что в реальных условиях можно получить закон изменения ускорений, близкий к оптимальному. При этом относительные колебания, возникающие в процессе реверсирования, на качестве обрабатываемых деталей практически не сказываются.

Изменение ускорений при реверсировании по закону, характерному для импульсов второй и третьей групп, при действии которых уровень относительных колебаний в системе обычно резко превышает допустимый, следует считать неприемлемым. В то же время такие импульсы, в частности импульсы с интенсивными высокочастотными составляющими, появление которых может определяться неисправностями или ударами в системе привода, неудачным сочетанием характеристик элементов привода и т. п., встречаются часто (см. рис. 52).

При заданной форме и продолжительности действия импульса уровень относительных колебаний в системе будет тем меньше, чем выше частоты собственных колебаний в системе, так как при реальных (близких к оптимальной) формах импульсов их спектральная плотность в области низких частот, как правило, существенно выше. Именно поэтому при установке станка мод. 3Б71М на башмаках ($f = 22$ *гц*) максимальные амплитуды относительных колебаний оказались примерно в 2 раза меньше, чем при установке на опорах ОВ-31 ($f = 8$ *гц*, см. рис. 53, *а*, *б*).

Общие рекомендации, направленные на повышение частот собственных колебаний несущих систем, в частности вследствие

[1] При разрыве между началом торможения и разгона ~ 0,3 *сек* (при длительности каждого процесса около 0,1 *сек*) действие импульсов торможения и разгона может рассматриваться независимо.

повышения жесткости и уменьшения масс элементов системы, способствуют снижению уровня колебаний, возникающих в системе при реверсах. Например, для станка мод. 3Б71М, на котором проводили исследования, целесообразно увеличить длину станины, с тем чтобы увеличить расстояние между опорами станка и между направляющими салазок (в плоскости оси стола); увеличить диаметр штока и жесткость его крепления в цилиндре и т. п.

Анализ колебаний несущих систем при реверсах позволяет сформулировать критерии оценки плавности реверсирования. В частности, для точных станков, если оценивать плавность, исходя из влияния характера реверсирования на работоспособность станка, критерием плавности реверсирования могут служить максимальные относительные колебания инструмента и заготовки, влияющие на качество обрабатываемых поверхностей. При этом требуемая плавность оказывается зависящей не только от закона изменения и величины максимального ускорения при реверсировании, но и от параметров несущей системы.

При заданных параметрах несущей системы о плавности реверсирования можно судить по отклонению закона изменения ускорения от оптимального (см. стр. 576). При наличии интенсивных (с амплитудами того же порядка, что и среднее ускорение) высокочастотных колебаний ускорения реверсирование не может быть плавным.

Непосредственно в цеховых условиях, если известно (по записям ускорений), что импульс ускорений не содержит интенсивных высокочастотных составляющих, наиболее плавное в данных условиях реверсирование может быть настроено по амплитудам колебаний станины — чем меньше амплитуды колебаний станины на частоте собственных колебаний станка на опорах, тем более плавным можно считать реверс. При наличии высокочастотных составляющих в импульсе ускорений амплитуды колебаний станины не могут служить достаточно надежным критерием плавности реверсирования, так как максимальные амплитуды относительных колебаний инструмента и заготовки в значительной степени будут определяться колебаниями на частотах, определяемых колебаниями верхних узлов станка (см. стр. 625).

В станках с кривошипно-шатунными, кулисными и т. п. механизмами скорость перемещающегося узла непрерывно изменяется. При этом изменяются ускорения узлов и силы инерции, действующие в системе.

Периодически изменяющиеся силы инерции R могут быть разложены в ряд Фурье и представлены как сумма отдельных гармонических составляющих. Например, в станках с кулисным приводом

$$R = ml\varepsilon\omega^2[-\lambda\sin\omega t + 2\lambda^2\sin 2\omega t - 3\lambda^3\sin 3\omega t + \ldots].$$

Здесь m — масса перемещающегося ползуна; l — длина кулисы.

$$\varepsilon = 1 + \frac{[H - l\sqrt{1-\lambda^2}]\lambda}{b\sqrt{1-\lambda^2}\sqrt{1-\left(\frac{H - l\sqrt{1-\lambda^2}}{b}\right)}}; \quad \lambda = \frac{r}{h} = \frac{L}{2l};$$

r — радиус кривошипа; h — расстояние от оси кулисы до оси кривошипа; b — длина серьги; L — длина хода ползуна; H — расстояние от оси кулисы до оси ползуна; $\omega = \frac{\pi n}{30}$; n — число двойных ходов ползуна в минуту.

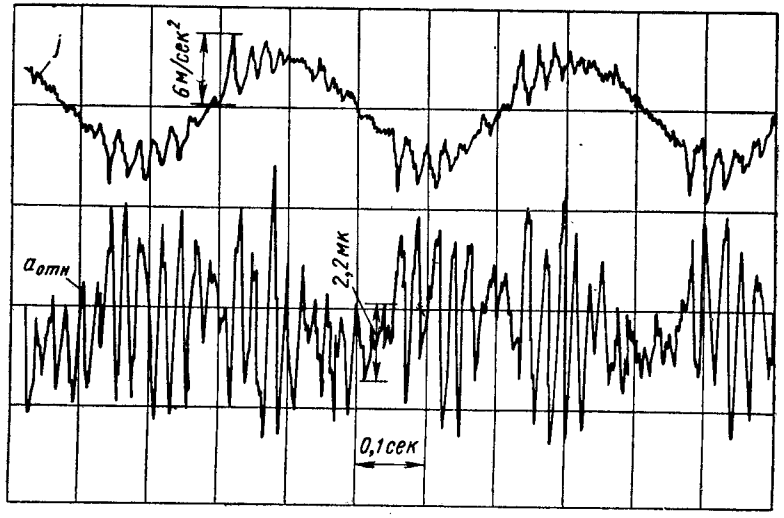


Рис. 57. Ускорения j ползуна и относительные колебания $a_{отн}$ инструмента и заготовки, возникающие при движении ползуна на зубошлифовальном станке мод. 584М

При больших длинах хода и больших числах двойных ходов ползуна в минуту возникающие силы инерции оказываются значительно больше допустимых по прочности элементов привода. Поэтому в паспортах станков всегда указываются предельные значения чисел двойных ходов, с которыми можно работать при данной длине хода.

Анализируя частоты и амплитуды составляющих гармоник сил инерции, можно видеть, что в большинстве случаев более или менее существенны амплитуды двух-трех первых гармоник на частотах до 5—15 *гц*. Исходя из этого действие сил инерции в станках такого типа можно рассматривать как действие низкочастотных периодических возмущений.

В этих станках наряду с указанными низкочастотными возмущениями, как правило, действуют интенсивные возмущения от ударов в зазорах, вызывающие изменение сил инерции с собственной частотой колебаний привода. На рис. 57 приведены записи ускорений ползуна зубошлифовального станка мод. 584М (с кривошипно-шатунным приводом ползуна) и колебаний элементов станка, возникающих при его работе. Здесь амплитуды высокочастотных и низкочастотных составляющих сил инерции одного порядка; при этом амплитуды относительных колебаний инструмента и заготовки с частотой 40—50 *гц* доходят до 3—3,5 *мк*. Такой сравнительно высокий уровень относительных колебаний объясняется тем, что частота составляющих сил инерции, определяемых колебаниями привода, близка к собственным частотам несущей системы. Как и следовало ожидать, уровень относительных колебаний, вызываемых низкочастотными составляющими сил инерции, на порядок меньше.

Величину максимальной силы инерции, действующей на ползуны поперечно-строгальных и долбежных станков, при соотношениях параметров, типичных для станков средних размеров, приближенно можно определять по формуле

$$R_{\max} \approx 3{,}1 \cdot 10^{-6} \sqrt{\lambda^3}\, G_n l n^2 \ кГ,$$

где G_n — вес ползуна в *кГ*; l — длина кулисы в *мм*. В поперечно-строгальном станке мод. 7В35 при $L = 200$ *мм* и $n = 150$ *дв.ход/мин* максимальная сила инерции составляет 740 *кГ* (при этом первая гармоника силы при $f = 2{,}5$ *гц* 660 *кГ*, вторая 198 *кГ*, третья 47 *кГ* и четвертая 9,5 *кГ*).

КОЛЕБАНИЯ НЕСУЩИХ СИСТЕМ, ВЫЗЫВАЕМЫЕ КОЛЕБАНИЯМИ ОСНОВАНИЯ

Уровень колебаний оснований определяется двумя основными факторами: 1) интенсивностью колебаний от близко расположенного оборудования (машин с неуравновешенными массами, например компрессоров, с ударным характером нагрузки — молотов, прессов, станков с возвратно-поступательными движениями и т. п.) и проходящего транспорта; 2) резонансными характеристиками грунтов, перекрытий, несущих конструкций зданий — собственные частоты оснований находятся в том же диапазоне, что и частоты возмущающих сил, и могут вносить существенные изменения в спектральный состав возмущений, приходящих к станку.

Из-за неоднородности оснований, из-за того, что в большинстве случаев имеет место одновременное действие разнообразных источников колебаний, перемещения оснований следовало бы рассматривать как случайные возмущения. В настоящее время статистические характеристики колебаний оснований для типичных видов

оснований и источников возмущений практически отсутствуют. Получение и обобщение таких данных представляет собой трудоемкую задачу. Поэтому в первом приближении колебания основания рассматриваются не как случайные, а условно разделяются на возмущения двух видов — периодические или регулярные и импульсные.

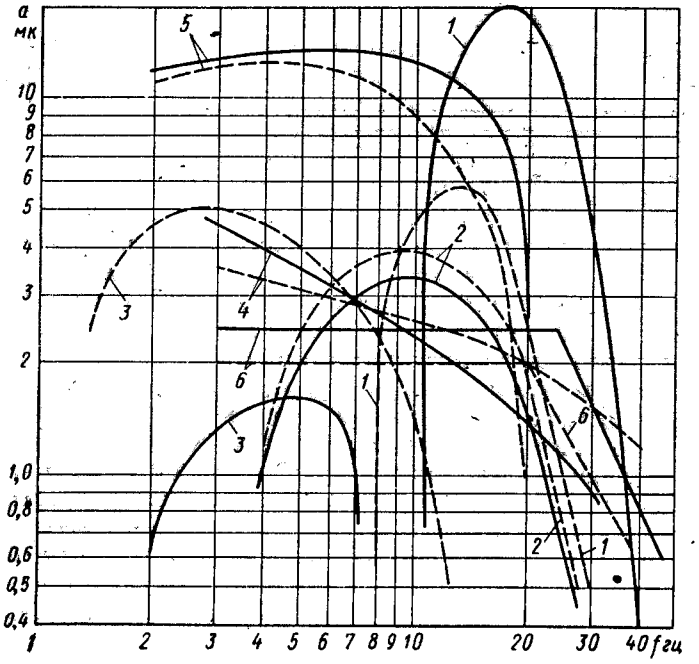


Рис. 58. Уровень колебаний оснований на машиностроительных предприятиях:

сплошные линии — вертикальные колебания, штриховые — горизонтальные колебания; *1*, *2*, *3* — на строительных площадках цехов прецизионных станков (*1* — на расстоянии 10—15 *м* от транспорта; *2* — на расстоянии 35—40 *м*; *3* — на расстоянии более 150 *м*); *4* — в механическом цехе ХСЗ; *5* — в механических цехах завода им. Свердлова; *6* — в механических цехах предприятий Московской области [17]

К периодическим относятся колебания более или менее постоянного уровня, которые можно представить как сумму значительного количества периодических составляющих; к импульсным — пиковые, максимальные величины которых резко превышают средний уровень колебаний на данной площадке.

Для приближенной оценки параметров периодических возмущений используют простейший анализ виброграмм колебаний оснований, по которым определяются частоты и максимальные амплитуды четко проявляющихся составляющих. Именно так получены кривые, приведенные на рис. 58, представляющие собой

огибающие максимальных значений амплитуд колебаний на разны частотах, зафиксированные при работе оборудования, размещен ного в цехе (общий фон). Как можно видеть, в общем случае пери одические колебания оснований можно рассматривать как коле бания весьма широкого спектра частот от 1,5—2 до 50—60 *гц* с ам плитудами от долей микрона на высоких частотах до 5—15 *м* на низких. В низкочастотном диапазоне уровень колебаний мал зависит от частоты. При расположении рядом с рассматриваемы участком источников интенсивных колебаний общий уровень ре гулярных колебаний на площадке оказывается выше (см. рис. 58) и амплитуды колебаний на частотах, соответствующих частота наиболее интенсивных возмущений, обычно резко выделяются

Импульсные колебания основания вызываются работой маши с ударным характером нагрузки, опусканием и кантовкой детал с ударами и т. п. Импульсные колебания оснований чаще всег имеют форму, приближающуюся к форме полуволны синусоид или затухающей синусоиды, с периодами, определяемыми соб ственной частотой колебаний оснований или собственной частото колебаний фундамента, на котором установлен источник возму щений. Обычно эти частоты лежат в пределах от 6—10 до 100 *гц* Случайные возбуждения (например, удары) одинаковой интенси ности при разных параметрах основания вызывают импульсны колебания оснований, отличающиеся не только по частотам, но по амплитудам — чем больше частота собственных колебани основания, тем меньше амплитуды импульсных возмущений (от ношение амплитуд примерно обратно пропорционально квадрат собственных частот). В реальных условиях работы станков средни уровень импульсных колебаний оснований оценивается ампли тудами порядка 10—12 *мк* в области частот до 40 *гц*, соответству ющей собственным частотам наиболее распространенных видо оснований. Горизонтальные колебания, возникающие при им пульсном возбуждении колебаний пола, обычно имеют несколь более высокую частоту, чем вертикальные, и наиболее интенсивн в направлении распространения волны (по радиусу от зоны во мущения). Интенсивность горизонтальных колебаний в перпе дикулярном направлении значительно меньше.

Чувствительность станка к колебаниям основания опред ляется, с одной стороны, конструктивными особенностями, пар метрами и качеством изготовления станка, и с другой стороны способом установки, жесткостью и демпфированием опорных эл ментов.

При установке станков средних размеров на общей плите цех с креплением болтами или с подливкой опорной поверхности ст нины цементным раствором нижние собственные частоты кол баний системы лежат обычно в пределах 20—80 *гц*; при установ без крепления — на клиньях или жестких опорах — в предела 10—50 *гц* и при установке на упругих опорах — 5—25 *гц*. Пр

установке на индивидуальных фундаментах частоты собственных колебаний обычно несколько ниже, чем при установке на плите — для фундаментов на естественном основании 10—25 *гц*, на резиновых ковриках 5—20 *гц* и на пружинах < 10 *гц*.

При жесткой установке станков на плите колебания станины примерно повторяют колебания пола (рис. 59). При всех других видах установки колебания фундамента и станины станка в той или иной степени отличаются от колебаний основания, так как

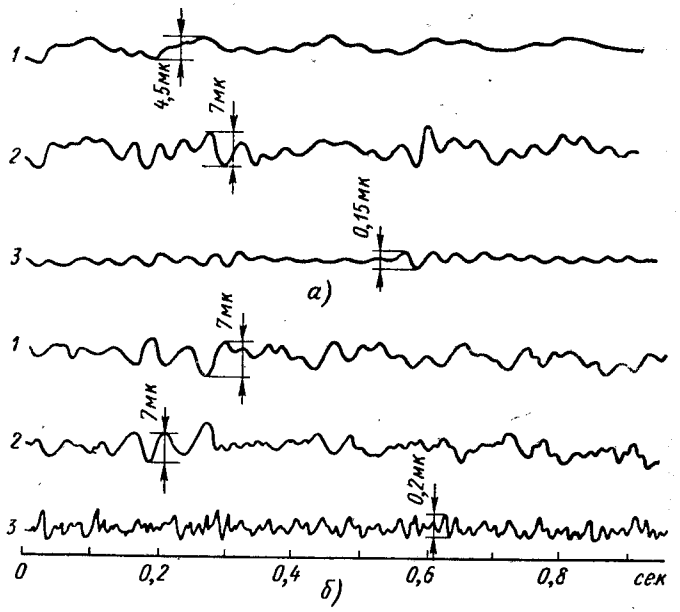


Рис. 59. Колебания от работающего соседнего оборудования:

а — станок мод. 1А62, установленный на упругих опорах; *б* — станок мод. 1К62, установленный на клиньях с подливкой цементным раствором (*1* — вертикальные колебания пола; *2* — вертикальные колебания станины; *3* — относительные колебания суппорта и заготовки)

опорные элементы системы фильтруют частоты, которые оказываются выше частот собственных колебаний, определяемых жесткостью опорных элементов.

Как известно, для того, чтобы обеспечить надежную виброизоляцию системы при одночастотном возмущении, действующем со стороны основания, необходимо, чтобы частота f_0 собственных колебаний системы, определяемая жесткостью опор, была существенно меньше частоты f возмущения. При $f/f_0 \geqslant 2$ ослабление колебаний происходит более чем в 2,5—3 раза.

При широком спектральном составе регулярных колебаний основания отстроиться от частоты возмущений за счет подбора

жесткости опор не представляется возможным, и всегда будут иметь место резонансные явления. При этом при любой собственной частоте собственных колебаний станка (или станка вместе с фундаментом) на опорах как абсолютные перемещения элементов станка, так и относительные перемещения инструмента и заготовки достигают максимума на частотах, соответствующих собственным частотам системы (рис. 60).

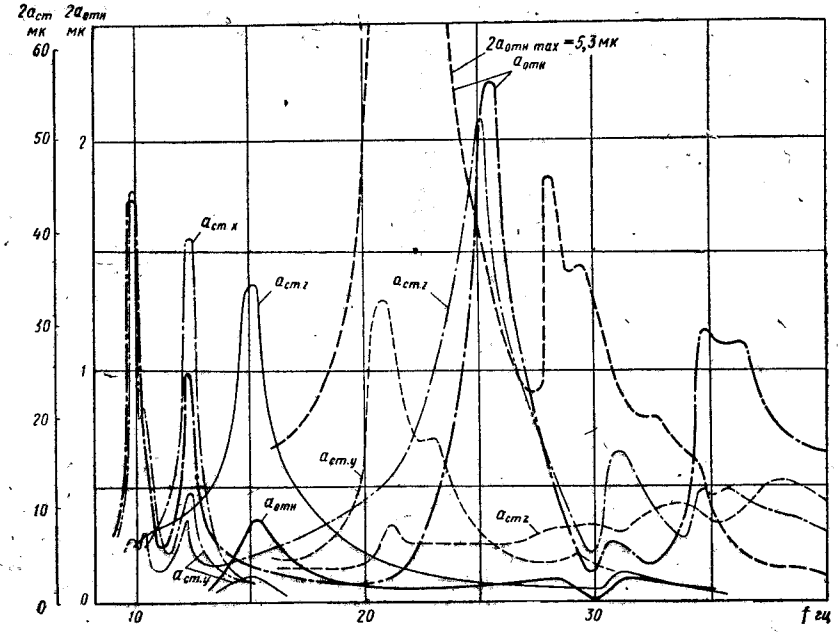


Рис. 60. Амплитудно-частотные характеристики элементов плоскошлифовального станка мод. 3Б71М при разных способах установки:

$a_{ст.\,y}$, $a_{ст.\,x}$ — горизонтальные колебания станины; $a_{ст.\,z}$ — вертикальные колебания станины; $a_{отн}$ — относительные колебания между столом и шпинделем (амплитуда колебаний пола ~ 6—7 мк); штриховые линии — станок установлен на клиновых башмаках; штрих-пунктирные — станок установлен на опорах «Вибрашок»; сплошные — станок установлен на резино-металлических опорах

При установке станка на опоры большей податливости и снижении частоты собственных колебаний станка на опорах максимумы амплитуд абсолютных и относительных колебаний также смещаются в область более низких частот, причем даже если амплитуды колебаний станины меняются мало (при примерно одинаковом уровне колебаний основания на разных частотах и демпфировании опор), амплитуды относительных колебаний за счет удаления частоты собственных колебаний станка на опорах от резонансных частот верхних узлов станка резко уменьшаются. Так, например (см. рис. 60), при установке станка мод. 3Б71М на

опоры фирмы «Вибрашок» по сравнению с установкой на башмаках частота качательных колебаний станины уменьшилась с 21 до 9,8 гц. При этом амплитуды колебаний станины изменились с 16 до 22 мк, а амплитуды относительных колебаний на резонансной частоте уменьшились в 3 раза. Снижение собственных частот колебаний станка на опорах вследствие виброизолирующей установки (т. е. снижение частоты наиболее интенсивных колебаний станины) и определяет эффективность установки станков на виброизолирующие опоры и фундаменты при сложном частотном спектре колебаний оснований.

Эффективность виброизоляции может характеризоваться степенью передачи колебаний от основания в зону резания, определяемой коэффициентом передачи $\mu_0=\frac{a_{отн}}{a}$ ($a_{отн}$ — амплитуды относительных колебаний инструмента и заготовки, a — амплитуды колебаний основания).

В первом приближении (при относительно слабой связи между колебаниями станка на опорах и колебаниями верхних узлов станка) коэффициент μ_0 может быть представлен как произведение двух коэффициентов — коэффициента передачи колебаний от пола к станине $\left(\mu=\frac{a_{ст}}{a}\right)$ и коэффициента передачи колебаний от станины в зону резания $\left(\gamma=\frac{a_{отн}}{a_{ст}}\right)$.

Коэффициент μ передачи колебаний от пола к станине определяется главным образом параметрами опор и станка как жесткого тела.

Коэффициент γ передачи колебаний от станины в зону резания определяется главным образом параметрами верхних узлов станка и характеризует чувствительность данного станка к колебаниям основания. Так как колебания оснований происходят с относительно невысокой частотой, а верхние узлы и детали станков имеют сравнительно небольшие массы, чувствительность станка к колебаниям основания обычно определяется наиболее низкочастотными формами колебаний одного или двух узлов (несущих инструмент или деталь), расположенных на станине, которые можно рассматривать как одномассовые системы.

Для многих станков вертикальные колебания станины относительно слабо связаны с горизонтальными и качательными, поэтому эти виды колебаний в первом приближении можно рассматривать независимо. При этом чувствительность станка к вертикальным колебаниям можно оценивать по коэффициенту γ_z передачи в зону резания вертикальных колебаний станины, а чувствительность станка к горизонтальным и качательным колебаниям — по коэффициенту γ_x передачи горизонтальных колебаний станины (с учетом связи горизонтальных и качательных колебаний).

Значения коэффициентов передачи могут быть получены по соответствующим амплитудно-частотным характеристикам (см. рис. 60) как отношение амплитуд относительных колебаний к амплитудам колебаний станины (на одних и тех же частотах). Однако в цеховых условиях получение амплитудно-частотных характеристик представляет известные трудности. Кроме того, не всегда просто обеспечить возбуждение соответствующих форм колебаний так, чтобы станина получала только вертикальные или только горизонтальные колебания (для того, чтобы иметь возможность учесть эти виды колебаний раздельно). Так как при

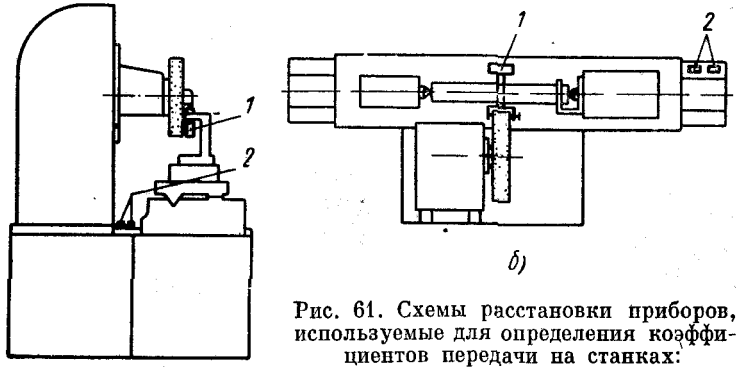


Рис. 61. Схемы расстановки приборов, используемые для определения коэффициентов передачи на станках:

а — плоскошлифовальных; *б* — круглошлифовальных (*1* — виброщуп, измеряющий относительные колебания; *2* — датчики, измеряющие колебания станины)

слабых связях в системе формы колебаний на резонансных частотах и при свободных колебаниях определяются главным образом перемещениями какого-нибудь одного вида (например, вертикальными или горизонтальными перемещениями станины) при сравнительно небольшой величине остальных перемещений, то коэффициенты передачи можно определить по записям свободных колебаний. При этом на станке в соответствующих местах (обычно в плоскости направляющих) устанавливают датчики для измерения абсолютных колебаний станины и датчик для измерения относительных колебаний инструмента и заготовки [1] (рис. 61)

[1] Для того, чтобы величины экспериментальных коэффициентов передачи могли характеризовать чувствительность станка к колебаниям станины в процессе резания, необходимо, чтобы жесткость прибора, измеряющего относительные колебания, была близка к жесткости, определяемой составляющей силы резания P_y. Влияние составляющей P_z (пропорциональной перемещению Δy и эквивалентной действию на систему несимметричной силы связи, см. ниже) достаточно просто при измерениях учесть не удается. Однако во многих случаях, например в шлифовальных станках, где составляющая P_z существенно меньше P_y, это влияние незначительно и его можно не рассматривать.

Коэффициент передачи γ_z вертикальных колебаний станины на частоте, соответствующей собственной частоте вертикальных колебаний станка на опорах, определяется как отношение амплитуд относительных колебаний ($a_{отн}$) к амплитудам вертикальных колебаний станины ($a_{ст.z}$) на этой частоте при возбуждении свободных колебаний станка падением груза рядом со станком (см. рис. 62, *а*; $\gamma_z = a_{отнz}/a_{ст z}$). Коэффициент передачи горизонтальных колебаний γ_x на частоте качательных колебаний станка f_θ определяется как отношение амплитуд относительных колебаний к амплитудам горизонтальных колебаний станины ($a_{ст.x}$) на этой

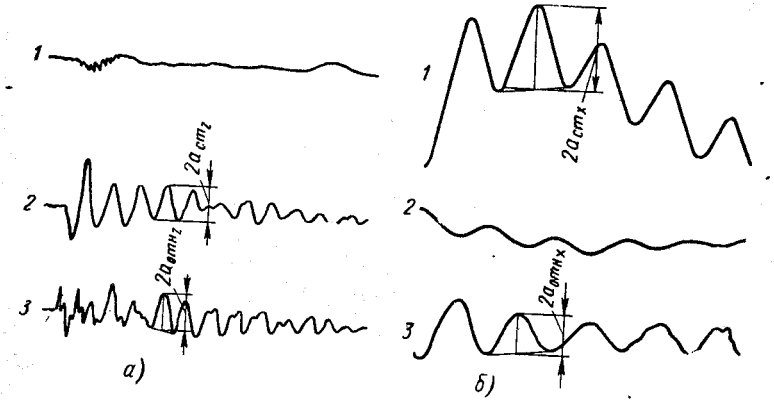


Рис. 62. Пример записи свободных колебаний, вызываемых броском груза рядом со станком (*а*) и толчком станины (*б*):

1 — горизонтальные колебания станины; *2* — вертикальные колебания станины; *3* — относительные колебания

частоте при возбуждении свободных колебаний станка толчком (см. рис. 62, *б*; $\gamma_x = a_{отн.x}/a_{ст.x}$). По записям относительных колебаний, возникающих при возбуждении колебаний основания падением груза рядом со станком, в ряде случаев оказывается возможным оценить и порядок нижних собственных частот узлов станка, расположенных на станине. Полученные таким образом значения γ_z и γ_x будут характеризовать чувствительность станка на частотах, соответствующих собственным частотам при той установке, при которой проводили испытания. Для ориентировочной оценки значений γ на других частотах можно воспользоваться простейшим пересчетом (см. стр. 617).

Экспериментально полученные значения коэффициентов передачи [1] и ориентировочные значения нижних частот собственных

[1] Приведенные в табл. 23 значения γ получены при жесткости прибора, измеряющего относительные колебания, примерно соответствующей жесткости резания при чистовом точении. Поэтому для шлифовальных станков, по-

колебаний узлов для станков разных типов приведены в табл. 23. Величины коэффициентов передачи, как правило, довольно чувствительны к параметрам станка, качеству его изготовления и т. п., и поэтому в большинстве случаев можно оценить лишь порядок этих величин. Чем выше качество изготовления станка и жесткость системы, тем выше собственные частоты верхних узлов станка и меньше чувствительность станка к колебаниям основания.

Вредное влияние колебаний оснований, как регулярных, так и импульсных проявляется главным образом при жесткой установке, при которой частоты собственных колебаний станка на опорах близки к частотам собственных колебаний верхних узлов станка.

Регулярные возмущения и вызываемые ими регулярные колебания узлов, несущих инструмент и заготовку, приводят к появлению волнистости на обрабатываемой поверхности. Длина волн на поверхности пропорциональна частоте, а высота — амплитуде колебаний основания. При средних режимах чистовой обработки на шлифовальных станках волны имеют длину от 3—5 до 20 *мм* и более. Колебания пола с частотой, не совпадающей с резонансной частотой колебаний станка на опорах, оказывают значительно меньшее влияние на волнистость поверхности. Так, при установке станка мод. 3Б71М на башмаках изменение частоты колебаний пола с 21 *гц*, соответствующей резонансной частоте системы, до 22,5 *гц* при примерно той же амплитуде ($2a \approx 13$ *мк*) привело к уменьшению высоты волн на поверхности в 1,7 раза (с 3,5 до 2 *мк*; рис. 63, *а*, *б*). Даже при весьма интенсивных колебаниях пола на частотах, соответствующих собственным частотам колебаний станка на опорах, установка станка на упругие опоры и снижение частоты собственных колебаний приводит к резкому уменьшению высоты волн (рис. 63, *в*).

При обработке зубчатых колес на погрешности колеса, определяемые точностью станка, накладываются погрешности, пропорциональные амплитудам относительных колебаний инструмента и заготовки, возникающих в результате регулярных колебаний основания. В большинстве случаев влияние регулярных колебаний оснований на параметры точности зубчатых колес сравнительно незначительно — для станков типа 584М и 5831 порядка 10—20%.

При чистовом точении с относительно высокими скоростями резания, поскольку частоты регулярных колебаний оснований обычно не превышают 60—80 *гц*, за время одного колебания

видимому, их следует считать несколько завышенными. Приведенные данные относятся к случаю измерения перемещений станин в строго фиксированных местах: для токарных станков — на передней направляющей, для плоскошлифовальных — на верхней стенке между столом и стойкой и т. п. (см. рис. 61).

Таблица 23

Экспериментальные значения коэффициентов передачи для станков средних размеров (пересчитанные к частоте $f = 30$ *гц*)

Тип и модель станка		γ_{z30}	γ_{y30}	γ_{x30}	Частота собственных колебаний узлов в *гц*
Внутришлифовальные $D_{нб} = 100—175$ *мм*	Jotes SOC-100 № 1	0,03 (*y*); 0,06 (*z*)	0,19 (*y*); 0,06 (*z*)	0,01 (*y*) —	70
	Jotes SOC-100 № 2	0,03 (*y*); 0,05 (*z*);	0,53 (*y*); 0,06 (*z*)	— —	80
	Jung	— 0,14 (*z*);	0,16 (*y*); 0,07 (*z*)	— —	70
	Heald № 72А	— —	0,13 (*y*); 0,11 (*z*)	0,08 (*y*); 0,19 (*z*)	60
Круглошлифовальные $D_{нб} = 200—410$ *мм*	Landis	—	0,15	0,07	50
	Jotes SWA 25	—	0,22	0,08	45
	Fortuna	—	0,44	0,008	40
	Mipsa № 1	0,04	0,21	0,05	100
	Mipsa № 2	—	0,007	0,004	60
	Hartex KH 620	0,11	0,07	0,018	80
	3А151	0,37	1,0	0,23	30
	3151	0,09	0,08	0,82	50
Плоскошлифовальные ширина стола $B = 200—320$ *мм*	Jung	—	0,69	0,34	50
	3Б71 № 1	0,11	0,31	0,19	30
	3Б71 № 2	0,05	0,58	0,15	30
	3Б722	0,07	0,72	0,05	70
Зубошлифовальные $m = 6—10$ *мм*	Maag HSS—30	0,36	3,0	0,47	32
	5831	0,11	0,35	—	45
	584М	0,21	0,64	0,56	35
Токарные $D_{нб} = 270—410$ *мм*	1К62	0,06	0,05	—	60—90
	Gustloff A5	0,08	0,13	—	70
	ТС-135М	0,05	0,02	—	80

Примечание. 1. Пересчет производили по формуле $\gamma_{30} = \gamma \left(\frac{f}{30}\right)^2$; γ — значение коэффициента передачи, измеренное на частоте f.

2. *z — относится к колебаниям в вертикальном направлении, y и x — в горизонтальном.*

инструмента и заготовки деталь поворачивается больше, чем на один оборот. В этом случае регулярные колебания оснований будут влиять не на волнистость профиля поперечного сечения, а на отклонение профиля продольного сечения.

Вызываемые импульсными возмущениями оснований импульсные относительные колебания узлов, несущих инструмент и заготовку, приводят к появлению местных дефектов на поверх-

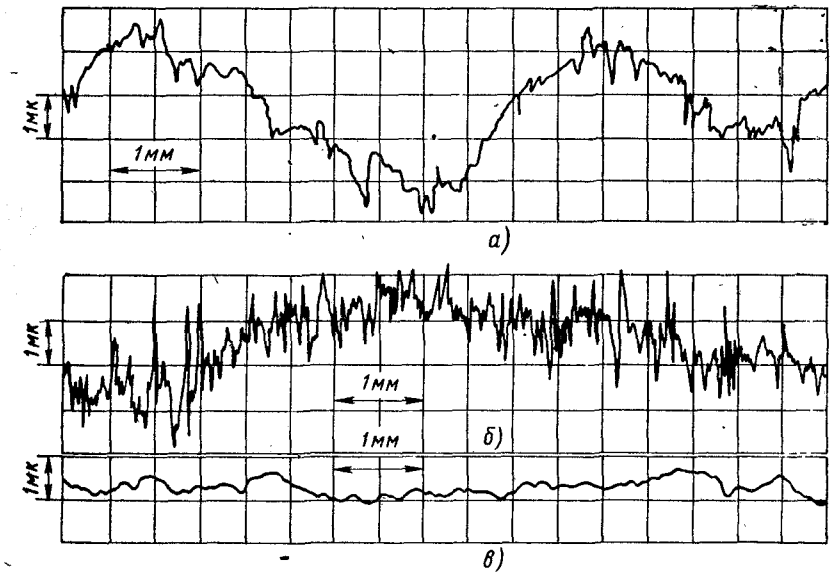


Рис. 63. Профилограммы поверхностей, обработанных на плоскошлифовальном станке мод. 3Б71М при разных способах его установки

а и *б* — станок на башмаках; колебания пола соответственно $f = 21$ *гц*; $2a = 13$ *мк* и $f = 22{,}5$ *гц*; $2a = 13$ *мк*; *в* — станок на опорах «Вибрашок»; колебания пола $f = 10$ *гц*, $2a = 16$ *мк*

ности детали обычно в виде впадин (рис. 64). При установке станков на виброизолирующие опоры это явление, как правило, не наблюдается.

Колебания оснований влияют и на качество обрабатываемой поверхности — на микрогеометрию, т. е. шероховатость, и, при некоторых видах обработки, в частности при шлифовании, на структуру поверхностного слоя (прижоги).

Так, например, шероховатость поверхности детали, обработанной на токарном станке Мицубиси, установленном на башмаках, в условиях интенсивных колебаний основания (с частотой 40 *гц* и амплитудой 3 *мк*) оказалась существенно выше, чем шероховатость поверхности детали, обработанной на том же станке при отсутствии этих колебаний. Среднее квадратичное отклонение

профиля R_a в первом случае составило 0,5 *мк*, а во втором 0,34 *мк*. При установке станка на пружинном фундаменте и на резиновых прокладках влияние этих колебаний на шероховатость обрабатываемой поверхности не проявилось.

Вредное влияние колебаний оснований на точность отсчета перемещений сказывается главным образом в дрожании стрелок или рисок измерительных приборов и, в связи с этим, в снижении точности отсчета.

В механических системах отсчета по жестким упорам, концевым мерам, по лимбам и т. п. колебания оснований на точность отсчета практически не влияют.

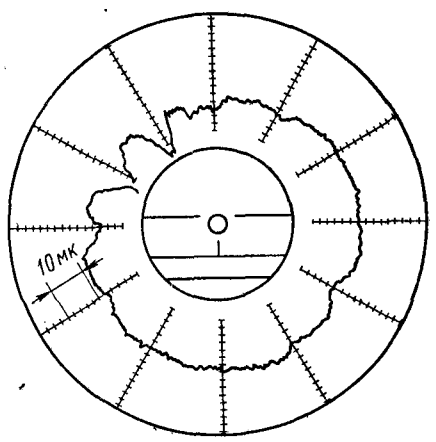


Рис. 64. Профилограмма поверхности, обработанной на жестко установленном круглошлифовальном станке во время работы молота

В оптических и электрических системах отсчета чувствительность к колебаниям оснований обычно определяется наиболее низкочастотными относительными колебаниями элементов системы вместе с узлами станка, на которых они закреплены. Например, в координатно-расточном станке мод. 2В440 дрожание риски определяется колебаниями стола с закрепленной на нем линейкой относительно салазок или колебаниями салазок относительно станины. Частоты колебаний этих узлов довольно низкие (35—45 *гц*), и они легко возбуждаются при интенсивных колебаниях пола. При нормальном качестве изготовления собственные частоты элементов самой оптической системы обычно значительно выше.

В электрических системах отсчета колебания узлов станка, вызываемые колебаниями основания, приводят к искажению формы сигнала. Так как в существующих системах частоты сигнала (определяемые параметрами датчика и скоростью прочитывания) соизмеримы с частотами помех от колебаний узлов, в большинстве случаев отфильтровать частоты, определяемые колебаниями основания, не представляется возможным. Поэтому и в этом случае колебания оснований влияют на точность отсчета. Пневматические системы отсчета обычно имеют низкую частоту собственных колебаний и на колебания оснований не реагируют.

Импульсные возмущения, помимо импульсных колебаний в системе, могут вызвать так называемые *сбои координаты*, т. е. односторонние смещения узлов. Они возникают в том случае,

когда после окончания установочного перемещения механизм подачи узла остается натянутым. При этом сила натяжения механизма подачи уравновешивается силой трения. В результате действия импульсных возмущений это равновесие нарушается: при перемещениях в плоскости, перпендикулярной направляющим, в результате изменения силы трения при колебаниях узла; при перемещениях в плоскости, параллельной направляющим, в результате действия на узел, кроме силы трения и силы натяжения механизма подачи, еще и силы инерции, возникающей при перемещениях узла. Нарушение равновесия обусловливает одностороннее смещение узла относительно станины, которое происходит до тех пор, пока равновесие между всеми силами, действующими на узел, не восстановится.

Для того, чтобы проиллюстрировать схему этого явления и ориентировочно оценить возможные величины сбоев, рассмотрим несколько простейших задач. Будем считать, что импульсное возмущение, действующее на несущую систему, передается к узлу в виде вертикального или горизонтального импульсного перемещения станины, имеющего форму полуволны синусоиды и характеризуемого продолжительностью τ_{cm} и амплитудой a_{cm}. Примем, что рассматриваемый узел представляет собой симметричную одномассовую систему, которая может совершать несвязанные вертикальные и горизонтальные (вдоль направляющих) колебания (рис. 65, *а*, *б*). Частота собствен-

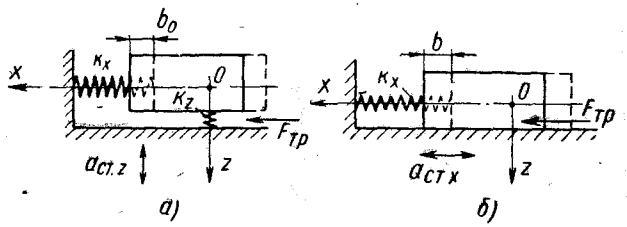


Рис. 65. Расчетные схемы для определения перемещений узлов, приводящих к сбою размера

ных колебаний узла вдоль направляющих определяется жесткостью механизма подачи, а в плоскости, перпендикулярной направляющим, жесткостью направляющих. При установочных перемещениях узла сила трения, действующая вдоль направляющих, деформирует элементы механизма подачи, при остановке узла они остаются напряженными. Таким образом, пружина, которая определяет частоту собственных колебаний узла вдоль направляющих, оказывается деформированной на некоторую величину $b_0 = \frac{f_0' G}{k_x}$, где G — вес узла; f_0' — коэффициент трения в направляющих при остановке, т. е. при скорости, близкой к нулю; k_x — жесткость пружины (механизма подачи). В станках средних размеров величины b_0 доходят до 10—20 *мк*.

При импульсных вертикальных колебаниях станины возникают колебания узла в плоскости, перпендикулярной направляющим, и нормальная сила давления в направляющих N изменяется. Соответственно изменяется сила трения $F_{mp} = f_0' N$. Как только сила трения станет меньше силы пружины ($k_x b_0$), узел начнет смещаться по направляющим в ту же сторону, которую он двигался при установочном перемещении. Так как в результате колебаний узла в плоскости, перпендикулярной направляющим, давление

на направляющие и, следовательно, сила трения изменяются, движение узла будет продолжаться только до тех пор, пока сила пружины и сила инерции движущегося узла будут оставаться больше силы трения. При соответствующем увеличении силы трения движение прекратится. Далее, при уменьшении величины F_{mp} оно вновь может начаться, и так до тех пор, пока минимальное значение силы трения не окажется больше, чем сила пружины при данном положении узла. Таким образом, описать движение узла и определить сбой координаты можно, если поэтапно рассмотреть движение узла, полагая действующими на узел силу упругости пружины, силу инерции и силу трения, направленную в сторону, обратную движению. Такое рассмотрение достаточно громоздко. Однако, не проводя поэтапного рассмотрения, можно ориентировочно оценить предельную величину сбоя Δb_{np}, т. е. смещение узла от начального положения, характеризуемого натягом b_0. Для этого можно воспользоваться выражением для сил трения, справедливым в период времени $0 < t < \tau_{cm}$, поскольку изменение силы трения максимально именно в этот период. При этом условие отсутствия дальнейшего перемещения узла можно записать следующим образом:

$$k_x (b_0 - \Delta b_{np}) \leqslant F_{mp}.$$

При изменении перемещений станины по закону $a_{cm\,z} \sin p_{cm\,z}\, t$, где

$$p_{cm\,z} = \frac{\pi}{\tau_{cm\,z}},$$

$$F_{mp} = f_0' \left[G - \frac{k_z a_{cm\,z}}{\frac{p_z^2}{p_{cm\,z}^2} - 1} \left(\sin p_{cm\,z} t - \frac{p_z}{p_{cm\,z}} \sin p_z t \right) \right]$$

и

$$\Delta b_{np} = a_{cm\,z} f_0' \frac{p_z^2}{p_x^2} \frac{p_{cm\,z}^2}{p_z^2 - p_{cm\,z}^2} \left(\frac{p_z}{p_{cm\,z}} \sin p_z t - \sin p_{z\,cm} t \right).$$

Здесь $p_x^2 = \frac{k_x}{m}$; $p_z^2 = \frac{k_z}{m}$; m — масса узла, k_z — жесткость направляющих. Так как обычно $p_z \gg p_{cm\,z}$, приближенно можно записать

$$\Delta b_{np} \approx a_{cm\,z} f_0' \frac{p_z^2 p_{cm\,z}}{p_x^2 (p_z^2 - p_{cm\,z}^2)} \approx a_{cm\,z} f_0' \frac{p_z p_{cm\,z}}{p_x^2}.$$

Предельная величина смещения, которая может быть значительно меньше полной величины, зависит от натяга в системе и определяется величиной сил трения и параметрами системы. Максимальный сбой происходит при первом импульсе, когда натяг в системе максимальный. Повторные импульсы могут вызвать дальнейшие смещения только в том случае, если первое смещение произошло не на полную величину и интенсивность повторного возмущения больше, чем первого. Чем меньше трение в направляющих (f_0') и чем выше жесткость механизма подачи (k_x), тем меньше величина сбоя.

При импульсных горизонтальных колебаниях станины сбой координаты может иметь место и в том случае, когда пружина, перемещающая узел вдоль направляющих, не натянута. Рассмотрение движения узла и станины показывает, что движение узла относительно станины при импульсных перемещениях станины будет иметь место в том случае, когда амплитуда импульсного возмущения

$$a_{cm\,x} \geqslant \frac{p_x^2}{p_{cm\,x}^2} (b_0 - b),$$

где

$$p_{cm\,x} = \frac{\pi}{\tau_{cm\,x}}; \quad b_0 = \frac{F_{mp}}{k_x};$$

b — величина, на которую сдеформирована пружина в данный момент времени (рис. 65, *б*). Если деформация пружины равна деформации от полной величины силы трения ($b = b_0$), то даже самые небольшие перемещения станины вызывают сбой координаты; если пружина недеформирована ($b = 0$) то для появления сбоя необходимо выполнение условия $a_{cmx} > \frac{p_x^2}{p_{cmx}^2} \cdot \frac{f_0' G}{k_x}$

При $b = b_0$ предельная величина сбоя ориентировочно может быть определена по формуле

$$\Delta b_x \approx \frac{a_{cmx} p_{cmx}^2}{p_x^2 - p_{cmx}^2} \left(1 + \frac{p_{cmx}}{p_x}\right) \sin p_{cm\,x} t.$$

Здесь t — время, в течение которого происходит движение узла относительно станины. Величина Δb_x в зависимости от соотношения $\frac{p_{cmx}}{p_x}$ может быть определена по таблице, вычисленной по значениям t, определенным из рассмотрения соответствующих уравнений движения.

p_{cmx}/p_x	0,25	0,5	0,67	1,0	1,5	2,0
$\sin p_{cmx} t$	0,95	0,86	0,6	0	−0,6	−0,8
$\Delta b_x/a_{cmx}$	0,08	0,43	0,82	1,6	2,7	3,4

Экспериментальное определение величин сбоев координаты, проведенное на специальном стенде в виде отдельной каретки, перемещающейся по направляющим, и на реальных станках, показало, что полученные расчетные зависимости достаточно хорошо согласуются с действительностью (расхождение результатов расчетов и экспериментов не превышало 20%).

Сбои координаты, вызываемые импульсными возмущениями, действующими в станке, обычно происходят сразу после включения станка, могут влиять только на настройку размера и в случае необходимости компенсируются.

Как правило, от импульсных возмущений, действующих в станке, сбой происходит не на полную величину, определяемую натягом в цепях механизмов перемещений, и импульсные колебания основания при достаточной интенсивности могут вызвать дополнительные сбои. Чем ниже частота собственных колебаний станка на опорах (p_{cm}), тем величины сбоев, вызываемые колебаниями основания, меньше. Так, например, в станке мод. 3Б71М смещение салазок вдоль направляющих при импульсных колебаниях основания одинаковой интенсивности составило — при установке на башмаках 32—39 *мк*, при установке на резино-металлических опорах 7 *мк*.

Относительные односторонние смещения узлов, несущих инструмент и заготовку (сбои координаты), в том случае, если они происходят в направлении, перпендикулярном к обрабатываемой поверхности, приводят к образованию ступенек на обрабатываемой детали (рис. 66). В том случае, если импульсное возмущение имеет место после того, как станок уже настроен на размер, но до начала процесса резания или в процессе перехода от обработки одного участка (или отверстия) к обработке другого, то сбои

координаты приведет не к образованию ступеньки, а непосредственно к изменению номинального размера [42] или к погрешностям расположения поверхностей. Влияние импульсных возмущений на погрешности такого рода может быть существенным только при однопроходной обработке или если эти возмущения имеют место при последнем проходе.

Односторонние смещения узлов при импульсных колебаниях могут оказывать влияние и на точность установки координат.

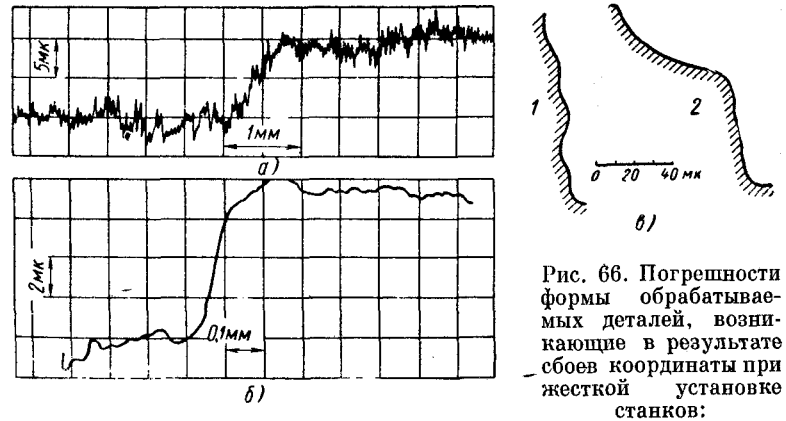


Рис. 66. Погрешности формы обрабатываемых деталей, возникающие в результате сбоев координаты при жесткой установке станков:

а — профилограмма поверхности, обработанной на круглошлифовальном станке при работе молота; *б* — профилограмма поверхности, обработанной на токарном станке, при падении груза рядом со станком; *в* — погрешности профиля зубьев, прошлифованных при нормальном уровне колебаний пола (*1*) и при падении груза рядом со станком (*2*)

В частности, например, при отсчете по лимбу и перемещениях по винту «скачок» узла при неизменных показаниях на лимбе приведет к резкому увеличению погрешности установки. Очевидно, что при надежном зажиме узлов сбоя координаты не происходит. В некоторых системах точного отсчета перемещений устранение сбоя обеспечивается снятием натяга в механизме подачи после завершения процесса перемещения узла специальными мероприятиями (например, освобождением подпятника винта подачи).

РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУД КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ НЕСУЩИХ СИСТЕМ

Особенности рассматриваемой методики динамических расчетов, проводимых с целью анализа колебаний несущих систем в низкочастотном диапазоне (в частности влияния установки станков на их работоспособность) определяются следующими обстоятельствами.

1. Параметры основных элементов несущих систем и параметры установки в большинстве случаев определяют только низкочастотные формы колебаний несущих систем станков и на формы высокочастотных колебаний, определяемые колебаниями узлов станка, имеющих относительно небольшие массы, практически не влияют. Исходя из этого несущая система станка в первом приближении рассматривается как линейная колебательная система с относительно небольшим числом степеней свободы, выбираемых так, чтобы достаточно точно описывались формы колебаний в диапазоне частот до 80—100 *гц* для станков средних размеров (и соответственно в более низкочастотном для тяжелых станков).

2. Несущие системы станков, как правило, имеют относительно малое затухание [1]. При малом затухании влияние демпфирования на собственные частоты системы и на амплитуды колебаний при всех частотах, кроме узкой резонансной области, пренебрежимо мало; значения передаточной функции $K(\omega)$ на резонансных частотах на порядок больше, чем в области частот, удаленных от резонанса. Кроме того, при малом затухании можно принимать, что при резонансах формы колебаний примерно совпадают с соответствующими формами при свободных колебаниях и что сдвиги фаз между движениями по отдельным координатам близки к 0 или π.

3. Большинство основных видов внешних возмущений, действующих на несущие системы станков, — возмущения со стороны основания, бо́льшая часть возмущений со стороны привода, в частности импульсные возмущения, — характеризуются широким спектральным составом или сплошным спектром, причем в работающем станке одновременно действуют разные возмущения (и от привода и со стороны основания).

Снижение уровня колебаний, вызываемых действием периодических возмущений, обычно достигается уменьшением интенсивности этих возмущений, отстройкой от их частоты или введением соответствующих фильтров. Для уменьшения уровня колебаний, вызываемых возмущениями широкого спектрального состава, источники которых в ряде случаев установить сложно, необходим анализ колебаний системы.

Так как при рассмотрении колебаний несущих систем с точки зрения точности обработки основной интерес представляют максимальные амплитуды относительных колебаний инструмента и заготовки, при широком спектральном составе возмущений и при малом затухании анализ колебаний в большинстве случаев сводится к рассмотрению колебаний на собственных частотах системы.

[1] По данным, приведенным в работе [7], логарифмический декремент колебаний в стыках основных базовых деталей, как правило, не превышает 0,3—0,5.

Исходя из изложенных соображений расчеты предлагается проводить по следующей схеме.

Составляют расчетную схему замкнутой динамической системы [1]. При этом учитывают минимально необходимое число степеней свободы несущей системы; действие силы резания заменяют введением соответствующих упругих и диссипативных связей (подробнее см. ниже).

Для замкнутой динамической системы составляют уравнения движения (без учета демпфирования) и определяют собственные частоты и формы колебаний, т. е. коэффициенты, определяющие распределение амплитуд на резонансных частотах.

Амплитуды колебаний на резонансных частотах определяют из условия равенства за цикл работы сил возбуждения (с учетом спектральной плотности разных возмущений вблизи соответствующих резонансных частот) и энергии, рассеиваемой в системе. Анализ полученных таким образом выражений для резонансных амплитуд позволяет сравнительно просто оценить роль отдельных составляющих.

Амплитуды колебаний элементов системы на частотах, удаленных от резонансных, в случае необходимости определяют из общих решений уравнений движения.

Для ориентировочных расчетов при возмущениях, действующих на станину, используют простейшую схему расчета, основанную на результатах экспериментальных исследований. При этом амплитуды колебаний станины определяют из рассмотрения колебаний станка на опорах как жесткого тела, а амплитуды относительных колебаний между инструментом и заготовкой — умножением амплитуды колебаний станины на коэффициент $\gamma = K(\omega)$ передачи колебаний от станины в зону резания. Значения коэффициентов передачи определяют экспериментально для форм колебаний, аналогичных тем, которые возбуждаются при действии на систему рассматриваемого возмущения, и корректируют в соответствии с общими зависимостями, полученными при рассмотрении колебаний несущих систем под действием соответствующих возмущений (см. ниже). Такой метод, основанный на использовании коэффициентов передачи, полученных экспериментально на реальных станках, и общих закономерностей, проверенных на относительно простых системах, позволяет исключить ряд неопределенностей, связанных со сложностью составления расчетной схемы и определения расчетных параметров системы, и в большинстве случаев при относительно слабой связи между колебаниями станка на опорах и колебаниями узлов станка и при низкочастотных возмущениях дает удовлетворительные результаты.

[1] Под замкнутой динамической системой в данном случае понимается несущая система, рассматриваемая в процессе резания.

Составление расчетной схемы

Расчетную схему следует составлять так, чтобы достаточно точно были описаны формы колебаний системы в низкочастотном диапазоне. Практика расчетов и исследований показывает, что при соотношениях параметров, типичных для станков, для этого необходимо учитывать, кроме колебаний станка на опорах, главным образом колебания, определяемые смещением тяжелых узлов (стоек, шпиндельных бабок) в результате деформаций в стыках, и наиболее низкочастотные формы колебаний основных корпусных деталей (первые формы изгибных и крутильных колебаний).

Детали, у которых один из габаритных размеров больше двух других, типа станин, стоек, ползунов и т. п., в первом приближении можно рассматривать как брусья постоянного поперечного сечения. Массу этих элементов можно рассматривать как равномерно распределенную по длине L элемента $\left(m=\frac{M}{L}\right)$. Собственная жесткость таких элементов может характеризоваться приведенной жесткостью на изгиб в двух плоскостях и на кручение, определяемой по формулам, приведенным выше.

Жесткость соединений элементов характеризуется относительными перемещениями в стыке: жесткость соединения при поступательных колебаниях $k=\frac{P}{\Delta}$ *кГ/см*, при качательных $k_\theta = \frac{M}{\theta}$ *кГ·см/рад*. Здесь P, M — сила и момент, действующие на стык; Δ, θ — соответственно линейное и угловое перемещения в стыке. Некоторые особенности определения жесткости стыков при колебаниях см. в работе [7].

Баланс рассеяния энергии в станках показывает, что основная часть энергии колебаний рассеивается в стыках. Величина $\psi=\frac{\Delta\Pi}{\Pi}$ относительного рассеяния энергии достаточно стабильна и мало зависит от размеров стыка, частоты и амплитуды колебаний и т. п. При расчете можно пользоваться значениями ψ, приведенными в литературе [7]. При малом затухании относительное рассеяние энергии ψ примерно равно удвоенному логарифмическому декременту колебаний δ.

Для опорных элементов станков ориентировочно можно принимать следующие значения логарифмического декремента: при установке станков на клинья с подливкой опорной поверхности станины цементным раствором $\delta = 0{,}3 \div 0{,}6$; при установке станков на клиновых башмаках при вертикальных колебаниях $\delta = 0{,}7 \div 0{,}9$; при качательных колебаниях $\delta = 0{,}15 \div 0{,}3$; для резино-металлических опор $\delta = 0{,}4 \div 0{,}8$.

При анализе колебаний несущих систем с учетом демпфирования во всем исследуемом частотном диапазоне (а не только в областях частот, близких к резонансным частотам системы) расчетные значения коэффициентов μ при скорости в уравнениях движения $(\mu\dot{x})$ обычно определяют по значениям логарифмических декрементов δ. Если принимать, что рассеяние энергии в стыках практически не зависит от частоты, то коэффициенты μ оказываются зависящими от частоты. Для определения расчетных значений коэффициентов μ можно использовать условие равенства работы сил сопротивления за цикл, выраженное через неизвестные коэффициенты μ, и энергии колебаний, рассеиваемой в течение одного цикла, выраженной через логарифмические декременты колебаний δ. При этом приближенно, при соотношениях размеров, типичных для станков, на частотах, близких к частоте f_i собственных колебаний системы, $\mu_i \approx \frac{\delta_i k_i}{2\pi^2 f_i}$, где δ_i — декремент колебаний в стыке; k_i — жесткость рассматриваемого стыка [9].

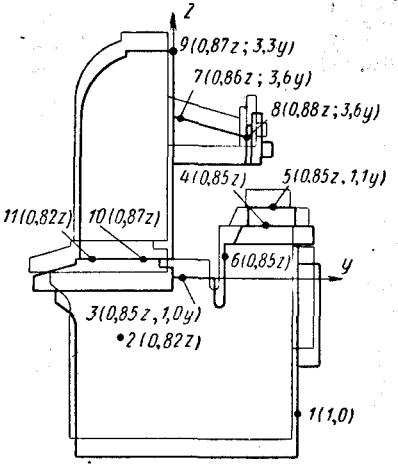


Рис. 67. Форма колебаний станка мод. 371М1, возбуждаемых колебаниями основания с частотой 30 *гц*

Выбор числа степеней свободы исследуемой системы, которое обеспечит достаточную точность результата при максимально возможной простоте решения, представляет значительные трудности и должен производиться применительно к каждой конкретной задаче. В большинстве случаев возможные упрощения делают на основе анализа парциальных частот колебаний элементов системы и экспериментально полученных форм колебаний при соответствующем возбуждении.

В частности, простейшая расчетная схема, использованная для расчета вынужденных колебаний плоскошлифовального станка мод. 371М1 под действием колебаний основания, была выбрана на основе следующих соображений. Анализ баланса упругих перемещений и форм колебаний станка мод. 371М1 (рис. 67) показал, что собственные деформации элементов, а также перемещения колонны относительно салазок и стола и тумбы относительно станины пренебрежимо малы. Поэтому тумбу, станину и стол так же, как и колонну с салазками, можно рассматривать как жесткие тела. Отсутствие смещений в плоскости направляющих салазок и головки при статическом нагружении и колебаниях позволило принять, что как головка, так и салазки как бы жестко закреплены против смещения вдоль направляющих, причем

центры жёсткости соответствующих стыков расположены в плоскости направляющих.

Определив парциальные частоты в системе станка, можно провести дальнейшее упрощение системы — не рассматривать степени свободы, определяющие высокие собственные частоты системы (выше 200 *гц*).

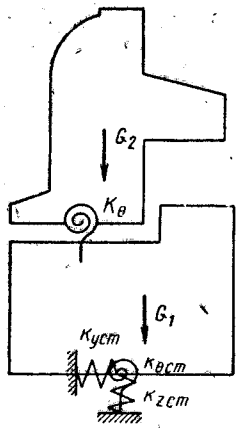


Рис. 68. Упрощенная расчетная схема колебательной системы станка мод. 371М1

В результате упругую систему станка мод. 371М1 можно представить как систему с четырьмя степенями свободы (рис. 68).

Для расчетной оценки необходимости рассмотрения упруго защемленных или упруго опертых элементов типа станин, стоек, поперечин как элементов с распределенными параметрами следует проанализировать формы их колебаний на нижних собственных частотах и оценить отношение амплитуд соответствующих колебаний элемента, рассматриваемого как жесткое тело и как брус с распределенными параметрами. При этом в ряде случаев оказывается удобным использовать приближенные решения [9].

Примеры простейших расчетных схем, которые, как показали эксперименты, можно использовать при анализе колебаний несущих систем, вызываемых колебаниями основания, приведены на рис. 69. Во многих случаях из-за сильной связанности колебаний по отдельным координатам использовать такие простые схемы

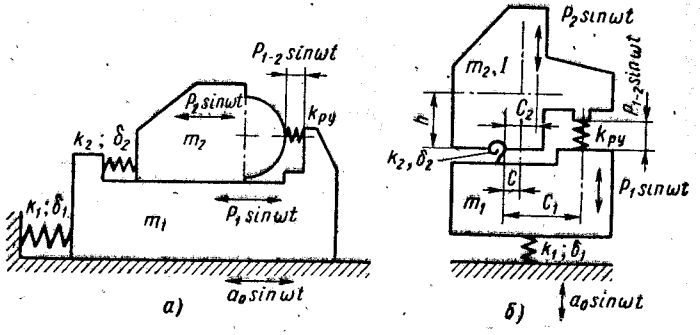


Рис. 69. Простейшие расчетные схемы, используемые при анализе колебаний несущих систем, вызываемых горизонтальными (*а*) и вертикальными (*б*) колебаниями основания

не удается. При числе степеней свободы больше двух-трех для определения собственных частот и форм колебаний используются ЭВМ. Для прикидочных расчетов таких систем удобно использовать расчеты с помощью экспериментально полученных значений коэффициентов передачи (см. ниже).

Трение в направляющих может оказать существенное влияние как на определение параметров приведенной линейной системы, так и на выбор соответствующей расчетной схемы.

При большом трении в направляющих, по которым в рассматриваемом случае нет движения, и при относительно малых амплитудах колебаний, имеющих место при устойчивой работе станка, податливость при колебаниях узлов вдоль этих направляющих определяется их касательной податливостью. При этом соответствующие частоты собственных колебаний узлов оказываются достаточно высокими, и в первом приближении можно считать, что они как бы закреплены против смещения вдоль направляющих. При малом трении в направляющих или при движении узлов со скоростью подачи, если изменения силы трения при колебаниях пренебрежимо малы, частоты собственных колебаний узлов в плоскости направляющих определяются главным образом податливостью механизма подачи. Эти частоты, как правило, оказываются достаточно низкими, и в этом случае соответствующие формы колебаний должны рассматриваться.

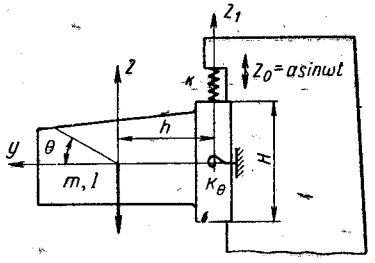


Рис. 70. Расчетная схема, используемая для иллюстрации влияния сил трения на частоты и формы колебаний системы

При движении узлов по направляющим, когда направление сил трения определяется направлением движения, а величина переменной составляющей силы трения зависит от деформаций в направляющих (как, например, при движении по вертикальным направляющим), трение в системе может определять частоты и формы колебаний. В этом случае силы трения должны учитываться при составлении уравнений движения.

Влияние трения проиллюстрируем на примере колебаний узла, движущегося по вертикальным направляющим (рис. 70). При кинематическом вертикальном возмущении дифференциальные уравнения движения узла записываются следующим образом:

$$I\ddot{\theta}+k_\theta\theta+k\left(\theta h^2-zh+z_0h\right)\pm Fh=0;$$

$$m\ddot{z}+k\left(z-\theta h-z_0\right)\mp F=0.$$

Здесь F — переменная составляющая силы трения, которую можно записать как функцию изменения нагрузки на направляющие (знак плюс соответствует движению вверх, минус — движению вниз; зависимость силы трения от скорости не рассматривается); при линейном законе распределения давлений $F=\frac{3Mf_T}{H}=\frac{3k_\theta f_T\theta}{H}$; H — длина направляющих; f_T — коэффициент трения в направляющих; m, I — масса и момент инерции узла

относительно центра тяжести; k, k_θ — жесткость пружин при вертикальных и качательных колебаниях; h — расстояние от центра тяжести до плоскости направляющих.

Решая эти уравнения, получим значения собственных частот

$$f^2_{1,2} = \frac{1}{4\pi}\left[\frac{k_\theta}{I}\left(1 \pm \frac{3f_\tau h}{H}\right) + \frac{kh^2}{I} + \frac{k}{m}\right] \mp$$

$$\mp \sqrt{\frac{1}{4}\left[\frac{k_\theta}{I}\left(1 \pm \frac{3f_\tau h}{H}\right) + \frac{kh^2}{I} + \frac{k}{m}\right]^2 - \frac{kk_\theta}{mI}}.$$

Из приведенного выражения видно, что трение в направляющих влияет на частоту собственных колебаний системы. Если при увеличении угла θ наклона узла и увеличении силы трения возросший момент от силы трения стремится уменьшить угол наклона узла, то действие силы трения как бы увеличивает жесткость системы. Наоборот, если при увеличении угла наклона и силы трения момент от силы трения стремится увеличить угол наклона, то действие силы трения как бы уменьшает жесткость системы.

Формы колебаний, т. е. отношения амплитуд при частотах, соответствующих собственным частотам, характеризуются соотношением

$$\left(\frac{z}{\theta h}\right)_{1,2} = \frac{k \pm \frac{k_\theta}{h^2} \cdot \frac{3f_\tau h}{H}}{k - m\,(2\pi f_{1,2})^2}.$$

Таким образом, очевидно, что трение в направляющих будет определять и формы колебаний.

Для ориентировочной количественной характеристики влияния сил трения на собственные частоты и формы колебаний можно указать, что при параметрах системы, представленной на рис. 70 (близкой к параметрам станочных узлов средних размеров) $I = 580$ *кГ·см·сек²*; $m = 0{,}53$ *кГ·сек²/см*; $k_\theta = 145 \cdot 10^6$ *кГ·см*; $k = 3 \cdot 10^4$ *кГ/см*; $H = 54$ *см*; $h = 45{,}8$ *см*; $f_\tau = 0{,}2$ — частоты собственных колебаний в системе без трения и с трением, при движении вверх и вниз будут отличаться на $\pm$ 15—20% (табл. 24). В системе с трением при движении вверх отношение амплитуд колебаний отличается от отношения амплитуд при движении вниз в несколько раз, а на верхней частоте f_2 даже имеет другой знак.

Таблица 24

Влияние сил трения на частоты (в *гц*) и формы колебаний системы (параметры см. выше)

Система		Частота собственных колебаний		$z/\theta h$ на частоте	
		f_1	f_2	f_1	f_2
Без трения		31	98	3,03	−0,39
С трением при движении	вверх	26	114	4,1	−0,26
	вниз	40	76	1,55	+0,06

Вопрос о влиянии трения при вынужденных колебаниях достаточно сложен [22] и требует детального исследования.

Для определения амплитуд вынужденных колебаний в процессе резания, которые могут существенно отличаться от амплитуд колебаний при холостом ходе, при составлении расчетной схемы необходимо учесть влияние резания.

Влияние резания на колебания несущих систем в значительной степени определяется следующими особенностями процесса резания: а) направление приращения силы резания не совпадает с направлением перемещения в системе, которое вызывает это приращение; б) вследствие специфики процесса резания, связанной с пластическими свойствами металла, имеет место сдвиг фазы между приращением силы резания и перемещением, его вызывающим.

В настоящее время нет достаточных экспериментальных данных, которые позволили бы получить зависимость между приращениями силы резания и соответствующего перемещения (по нормали к поверхности резания) в широком диапазоне изменения параметров.

Чаще всего используется простейшая динамическая характеристика процесса резания, в которой принимается, что амплитуда колебаний силы резания и запаздывание T_p силы от перемещения меняются с частотой [22, 40]; тогда при периодическом изменении толщины среза $y = a \cos \omega t$

$$P_z = \frac{k_p a}{\sqrt{1 + \omega^2 T_p^2}} \cos(\omega t - \varphi_{p1}),$$

где $\varphi_{p1} = \operatorname{arctg}\ \omega T_p$; $k_p = Kb$; K — удельная сила резания в *кГ/мм²*, b — ширина среза в *мм*. При чистовом точении $k_p = 30 \div 50$ *кГ/мм*; при шлифовании значительно выше — порядка $(3 \div 5)\ 10^3$ *кГ/мм*.

Имеющиеся эксперименты [22, 40] показывают, что величина T_p тем больше, чем больше толщина среза (подача), и тем меньше, чем больше скорость резания. Средние значения колеблются в пределах от $0{,}2 \cdot 10^{-3}$ до $0{,}6 \cdot 10^{-3}$ *сек* и зависят от ряда факторов — обрабатываемого материала, углов резца, сечения среза и т. п. Для шлифования принимают $T_p = 0$.

Известно, что между составляющими силы резания P_z и P_y также имеется сдвиг по фазе, однако в первом приближении его можно не учитывать и принимать $P_y = P_z \operatorname{ctg} \beta$, где β — угол между силой резания и составляющей P_y (рис. 71).

При рассмотрении вынужденных колебаний несущих систем удобно составляющие силы резания P_y и P_z представлять в виде сил, зависящих от перемещения и скорости колебаний [1]. Действие

[1] Так как эквивалентные силы упругости, заменяющие силы резания, зависят от частоты, собственные частоты замкнутой динамической системы можно определять методом последовательных приближений, определяя сначала ω' при $\omega T_p \leqslant 1$, а затем по вычисленным значениям ω' — окончательное значение ω с учетом величины $\omega' T_p$.

составляющей P_y, направленной по нормали к обрабатываемой поверхности, может быть заменено введением в систему соответствующих эквивалентных (в общем случае зависящих от частоты) пружины и демпфера. При этом жесткость пружины

$$k_{py}=\frac{k_p \operatorname{ctg}\beta}{1+\omega^2 T_p^2},$$

коэффициент при скорости, характеризующий демпфирование:

$$\mu_{py}=\frac{k_p \operatorname{ctg}\beta}{1+\omega^2 T_p^2}\,T_p.$$

Составляющую P_z, действующую по касательной к обрабатываемой поверхности, удобно рассматривать как соответствующим

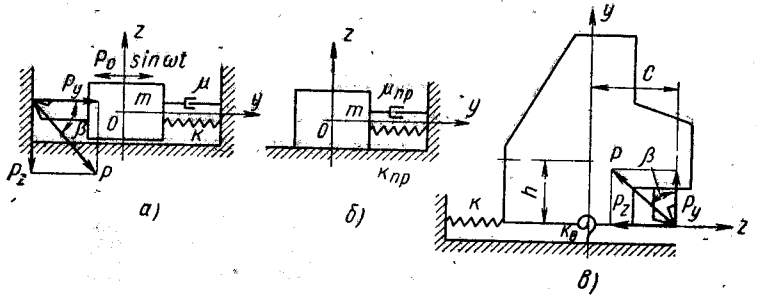


Рис. 71. Расчетные схемы, используемые для иллюстрации влияния процесса резания на колебания простейших систем с одной (*а*, *б*) и двумя (*в*) степенями свободы

образом направленные силы несимметричной связи между колебаниями системы в направлении осей y и z. При этом сила упругости

$$k_{pz}y=\frac{k_p y}{1+\omega^2 T_p^2};$$

сила демпфирования

$$\mu_{pz}\dot{y}=\frac{k_p \dot{y}}{1+\omega^2 T_p^2}\,T_p.$$

Характерной особенностью сил, определяемых составляющей P_z (в отличие от сил, определяемых составляющей P_y), является то, что их нельзя заменить эквивалентными пружиной и демпфером, поскольку, действуя в направлении z, эти силы являются функцией колебаний не по оси z, а по оси y.

Влияние процесса резания при вынужденных колебаниях проиллюстрируем на простейших примерах колебаний систем с одной и двумя степенями свободы под действием возмущающей силы $P_в = P_0 \sin \omega t$ (см. рис. 71).

Примем, что приращение силы резания P пропорционально перемещению массы m в некоторый уже прошедший момент времени $(t-\tau)$, т. е.

$$P_y = k'_{py}\,y\,(t-\tau)^*;$$

где $k'_{py}=k_p \operatorname{ctg}\beta$.

При этом дифференциальное уравнение движения системы по рис. 71, *а*

$$m\ddot{y}(t)+\mu\dot{y}(t)+ky(t)+k'_{py}y(t-\tau)=P_0\sin\omega t.$$

Решение этого уравнения можно принять в виде [36]:

$$y=a\sin\omega t-b\cos\omega t=A\sin(\omega t+\varphi).$$

Подставляя выражение для y в дифференциальное уравнение, получим выражение для амплитуды A колебаний:

$$A=\frac{P_0}{m\sqrt{(\omega^2-\omega_0^2-\nu^2\cos\omega\tau)^2+(2n\omega-\nu^2\sin\omega\tau)^2}}.$$

Здесь

$$\omega_0^2=\frac{k}{m};\quad \nu^2=\frac{k'_{py}}{m};\quad 2n=\frac{\mu}{m}.$$

Аналогичное выражение для амплитуды колебаний легко получить, если рассматривать колебания обычной системы с одной степенью свободы (рис. 71, *б*), имеющей приведенные жесткость $k_{пр}$ и коэффициент затухания $\mu_{пр}$:

$$k_{пр}=k+k_p \operatorname{ctg}\beta\cos\omega\tau;$$

$$\mu_{пр}=\mu-\frac{k_p \operatorname{ctg}\beta}{\omega}\sin\omega\tau.$$

При положительном сдвиге фазы между силой и перемещением, т. е. при запаздывании силы (на время τ), P_y вносит как бы отрицательное затухание в систему, что способствует ее раскачке.

Рассмотрим более сложную систему с двумя степенями свободы (рис. 71, *в*). Примем $P_y = k'_{py}y\ (t-\tau)$; $P_z = k_{pz}\,y\,(t-\tau)$, где $y=\theta c$.

Дифференциальные уравнения движения в этом случае записываются следующим образом:

$$m\ddot{z}(t)+mh\ddot{\theta}(t)+\mu\dot{z}(t)+kz(t)+k_{pz}\theta(t-\tau)=P_0\sin\omega t;$$

$$I\ddot{\theta}(t)+mh^2\ddot{\theta}(t)+mh\ddot{z}(t)+\mu_\theta\dot{\theta}(t)+k_\theta\theta(t)+k'_{py}c^2\theta(t-\tau)=0.$$

Так же, как и в предыдущем случае, решения уравнений можно принять в виде

$$\theta=a\sin\omega t-b\cos\omega t=B\sin(\omega t+\varphi_1);$$

$$z=e\sin\omega t-d\cos\omega t=A\sin(\omega t+\varphi_2).$$

---

* Если принять, что амплитуда колебаний силы резания и запаздывание τ от частоты не зависят, получим $P_z = k_p a\cos(\omega t-\varphi_{p_2})$, где $\varphi_{p_2}=\omega\tau$. При этом $k_{py} = k_p \operatorname{ctg}\beta\cos\omega\tau$; $\mu_{py}=\dfrac{k_p \operatorname{ctg}\beta}{\omega}\sin\omega\tau$. При малых значениях $\omega\tau$ и ωT_p, что имеет место при чистовых режимах, т. е. при работе с малыми подачами ($s = 0{,}1\div 0{,}2$ *мм/об*) и большими скоростями резания ($v \approx 100 \div 150$ *м/мин*) и при низкочастотных колебаниях, оба выражения для силы резания — используемое здесь и приведенное выше — дают один и тот же результат.

Подставив эти выражения в уравнения движения и определив значе коэффициентов, легко показать, что, как и в предыдущем случае, соот ствующее решение можно получить также, если в исходных уравнениях) жения силовые факторы, определяемые резанием, представить в виде (зависящих от перемещения и скорости колебаний.

Как уже указывалось, резонансные амплитуды удобно вычислять условия равенства за цикл работы сил возбуждения и энергии, рассеи мой в системе. Энергию, вносимую в систему резанием ΔW_p, в первом п ближении можно определить, используя выражения для составляющих сі резания, зависящих от скорости колебаний. Как известно, энергия рас ваемая за цикл вследствие действия сил F_μ вязкого сопротивления, ΔW_μ $= \int_0^T F_\mu dv$. Аналогично, в рассматриваемом случае

$$\Delta W_p = \int_0^T \mu_{pz} c\dot{\theta}\dot{z}\,dt + \int_0^T \mu_{py} c^2\dot{\theta}^2\,dt.$$

Полагая, вследствие малого демпфирования в системе, сдвиг фаз межд и θ на резонансных частотах близким к 0 или к π (т. е. принимая $|\cos(\varphi_1 - \varphi_2)| \approx 1$), получим

$$\Delta W_p = \pi\mu_{pz}\omega ABc + \pi\mu_{py}\omega B^2c^2.$$

Зная величину ΔW_p, можно определить границу устойчивости из усло равенства энергии, вносимой в систему резанием и рассеиваемой на ре нансной частоте замкнутой динамической системы.

Так, для системы с одной степенью свободы (см. рис. 71, *а*) энерг рассеиваемая за цикл на резонансной частоте ω ($\omega = \omega_3^3 + \nu^2$ при $\cos\omega\tau \cong$ см. стр. 605); $\Delta W = \pi\mu\omega A^2 = \delta kA^2$, где $\delta = \frac{\mu\pi}{\omega m}$ — логарифмический дек мент колебаний.

Энергия, вносимая в систему резанием:

$$\Delta W_p = \pi\mu_{py}\omega A^2 = \frac{\pi k_p \operatorname{ctg}\beta}{1+\omega^2T_p^2}\omega T_p A^2.$$

Из условия $\Delta W = \Delta W_p$ получим

$$k_p = \frac{\delta k\,(1+\omega^2T_p^2)}{\pi \operatorname{ctg}\beta \cdot \omega T_p}.$$

Очевидно, что полученная таким образом величина k_p и определя предельную ширину стружки, соответствующую границе устойчивости п отсутствии волн на поверхности резания от предыдущего оборота (при рабо «по чистому»). Для определения границы устойчивости при работе «по след влияние следов обработки, имеющих амплитуду A, можно рассматрива как действие на систему силы

$$P_A = \frac{k_p \operatorname{ctg}\beta}{\sqrt{1+\omega^2T_p^2}} A.$$

Работа силы P_A за цикл

$$\Delta\Pi_p = \frac{\pi k_p \operatorname{ctg}\beta A^2}{\sqrt{1+\omega^2T_p^2}} \sin\psi,$$

где $\psi \approx \frac{\pi}{2}$ — сдвиг фазы между силой и перемещением [7].

Условие равенства энергии, вносимой в систему и рассеиваемой, в этом случае можно записать в виде

$$\Delta W = \Delta W_p + \Delta\Pi_p$$

или

$$\delta kA^2 = \pi k_p \operatorname{ctg}\beta A^2\left(\frac{\omega T_p}{1+\omega^2T_p^2} + \frac{1}{\sqrt{1+\omega^2T_p^2}}\right).$$

Отсюда

$$k_p = \frac{\delta k\cdot 1+\omega^2T_p^2)}{\pi \operatorname{ctg}\beta\left(\omega T_p + \sqrt{1+\omega^2T_p^2}\right)}.$$

При $\omega T_p \ll 1$ $k_p = \frac{\delta k}{\pi \operatorname{ctg}\beta}$.

При $\omega T_p \gg 1$ $k_p = \frac{\delta k\omega T_p}{2\pi \operatorname{ctg}\beta}$.

Как можно видеть, предельная ширина стружки при работе «по следу» меньше, чем при работе «по чистому», при малых ωT_p в $\frac{1}{\omega T_p}$ раз, а при больших ωT_p — в 2 раза. Минимальная величина k_p (на границе абсолютной устойчивости) будет при скорости резания и подаче, соответствующих $T_p = \frac{1}{\omega}\left(k_{p\min} = \frac{2\delta k}{\pi \operatorname{ctg}\beta}\right)$ при работе «по чистому» и $T_p = \frac{0{,}574}{\omega}\left(k_{p\min} = \frac{0{,}77\delta k}{\pi \operatorname{ctg}\beta}\right)$ при работе «по следу».

Расчет колебаний при периодических возмущениях

В настоящее время расчет вынужденных колебаний линейных систем под действием периодических возмущений достаточно хорошо разработан. Для иллюстрации тех приемов, которые рекомендуется применять в рассматриваемом случае, приведем расчет простейшей системы с двумя степенями свободы, к которой в первом приближении можно свести, например, несущую систему круглошлифовального станка [9]. Здесь (см. рис. 69, *а*) масса m_1 представляет собой массу станины со столом и заготовкой, масса m_2 — массу шлифовальной бабки, k_1 — жесткость опор станка в горизонтальной плоскости, k_2 — жесткость привода шлифовальной бабки, а k_{py} — приведенную жесткость резания от составляющей P_y. В данном случае (для шлифования) $T_p = 0$.

При действии возмущающей силы на массу m_1 уравнения движения без учета затухания запишутся следующим образом:

$$m_1\ddot{y}_1 + k_1y_1 - k(y_2 - y_1) = P_1\sin\omega t;$$
$$m_2\ddot{y}_2 + k(y_2 - y_1) = 0.$$

Здесь $k = k_2 + k_{py}$; y_1, y_2 — перемещения масс m_1 и m_2 соответственно.

Если принять $y_1 = a_1 \sin \omega t$; $y_2 = a_2 \sin \omega t$, то, подставив э выражения в уравнения движения, получим систему уравнен

$$a_1(-m_1\omega^2 + k_1 + k) - a_2 k = P_1;$$

$$-a_1 k + a_2(-m_2\omega^2 + k_2) = 0.$$

Частотное уравнение

$$\left(\frac{k}{m_2} - \omega^2\right)\left(\frac{k_1}{m_1} - \omega^2\right) - \frac{k}{m_1}\omega^2 = 0.$$

Отношение амплитуд на резонансных частотах $p_{1,2}$

$$\beta_{1,2} = \frac{a_2}{a_1} = \frac{k}{k - m_2 p_{1,2}^2} = \frac{k_1 + k - m_1 p_{1,2}^2}{k}.$$

Амплитуды колебаний узлов при $\omega \neq p$

$$a_1 = \frac{P_1(-m_2\omega^2 + k)}{m_1 m_2\left[\left(\frac{k}{m_2} - \omega^2\right)\left(\frac{k_1}{m_1} - \omega^2\right) - \frac{k}{m_1}\omega^2\right]}.$$

$$a_2 = \frac{P_1 k}{m_1 m_2\left[\left(\frac{k}{m_2} - \omega^2\right)\left(\frac{k_1}{m_1} - \omega^2\right) - \frac{k}{m_1}\omega^2\right]}.$$

Формулы для определения амплитуд колебаний на резонансны частотах определяются из условия равенства работы сил возб ждения за цикл энергии, рассеиваемой в системе.

В данном случае, работа сил возбуждения

$$\Delta\Pi = \pi P_1 a_1 \sin\varphi,$$

где φ — сдвиг фазы между силой и перемещением y_1. При рез нансе $\varphi = \frac{\pi}{2}$ и $\Delta\Pi = \pi P_1 a_1$.

Энергия, рассеиваемая за цикл в системе на резонансно частоте (при $T_p = 0$):

$$\Delta W = \delta_1 k_1 a_1^2 + \delta_2 k_2 (a_2 - a_1)^2,$$

где δ_1, δ_2 — логарифмические декременты колебаний в опора станка и в приводе бабки соответственно.

Из условия $\Delta\Pi = \Delta W$ получим амплитуду колебаний станин на резонансной частоте в виде

$$a_{1p} = \frac{\pi P_1}{\delta_1 k_1 + \delta_2 k_2 (\beta - 1)^2}.$$

Соответственно амплитуда колебаний массы m_2 $a_{2p} = a_{1p}\beta$ амплитуда относительных колебаний $a_{(1-2)p} = a_{2p} - a_{1p} = a_{1p}(\beta - 1$

Зависящее от частоты отношение амплитуды колебаний в инте ресующей нас зоне (на выходе) к амплитуде возмущающего во действия (на входе) характеризует динамическую податливост системы. Значения функции динамической податливости на задан

ной частоте представляют собой так называемые коэффициенты передачи.

Выражения для определения коэффициентов передачи в системах с двумя степенями свободы для случая $k \approx k_2$ ($k_{py} \ll k_2$) при разных видах возмущений приведены в табл. 25. Используя эти выражения, можно определить амплитуды вынужденных колебаний при любых видах возмущений, умножив амплитуду возмущающего периодического воздействия на соответствующий коэффициент передачи.

При широком частотном спектре возмущений, когда наиболее интенсивными будут колебания элементов станка с резонансными частотами, рекомендуемая форма расчета особенно удобна.

В качестве примера определим максимальные амплитуды относительных колебаний инструмента и заготовки для станка, который можно рассчитывать по схеме, приведенной на рис. 69, *а*, при одновременном действии возмущений со стороны основания и возмущений от привода, приложенных к массе m_2. Примем, что указанные возмущения имеют широкий спектральный состав, причем на частоте, совпадающей с нижней резонансной частотой p_1 системы, амплитуда колебаний основания a_0 и амплитуда возмущений от привода P_0.

В этом случае наибольшая работа сил возбуждения (при совпадении возмущений по фазе)

$$\Delta\Pi = \pi a_0 k_1 a_1 + \pi P_0 a_2.$$

Из условия $\Delta\Pi = \Delta W$ получим

$$a_1 = \frac{\pi k_1 a_0 + \pi P_0 \beta_1}{\delta_1 k_1 + \delta_2 k_2 (\beta_1 - 1)^2} \text{ и } a_{отн} = a_1(\beta_1 - 1),$$

или, используя выражения для соответствующих коэффициентов передачи, приведенные в табл. 25, где $A = \frac{1}{\beta_1 - 1}$,

$$a_{отн} = \frac{\pi a_0}{\delta_1 A + \delta_2 B} + \frac{P_0 \pi (1 + A)}{k_1 A(\delta_1 A + \delta_2 B)}.$$

Как уже указывалось, при приближенном определении амплитуд колебаний станины станок на опорах (вместе с фундаментом) можно рассматривать как одномассовую систему, в общем случае имеющую шесть степеней свободы [17]. При соотношениях параметров, типичных для станков, в первом приближении можно рассматривать независимо несвязанные вертикальные колебания и связанные горизонтальные и качательные колебания (в вертикальных плоскостях).

Выражения для перемещений в системе с одной степенью свободы общеизвестны. Так, например, амплитуды колебаний станины при вертикальном кинематическом возмущении с амплитудой a_0 и резонансной частотой

$$a_{ст} \approx a_0 \frac{\pi}{\delta}.$$

Таблица 25

Коэффициенты передачи K_p для определения амплитуд колебаний возмущающих воздейс

элементов систем с двумя степенями свободы (рис. 69) при разных видах $P \sin \omega t$ (принято $k_{py}=0$)

Возмущение	Коэффициент передачи для определения амплитуд колебаний	Система, в которо		
		Поступательные (рис. 69, *а*) на частотах		
		удаленных от резонанса	резонансных	
			$\omega = p_1$	$\omega = p_2$
На станину ** $P_1 \sin \omega t$	Станины $K^{(1)}_{p_1}$	$\frac{1}{D}\left(\frac{k_2}{m_2} - \omega^2\right)$	$\frac{\pi A}{k_1(\delta_1 A + \delta_2 B)}$	$\frac{\pi B}{k_1(\delta_1 B + \delta_2$
	Верхнего узла $K^{(2)}_{p_1}$	$\frac{1}{D} \cdot \frac{k_2}{m_2}$	$\frac{\pi(1+A)}{k_1(\delta_1 A + \delta_2 B)}$	$\frac{\pi(B-1)}{k_1(\delta_1 B + \delta_2$
	Относительных $K^{(1-2)}_{p_1}$	$\frac{1}{D}\omega^2$	$\frac{\pi}{k_1(\delta_1 A + \delta_2 B)}$	$\frac{\pi}{k_1(\delta_1 B + \delta_2$
На верхний узел $P_2 \sin \omega t$	Станины $K^{(1)}_{p_2}$	$\frac{1}{D} \cdot \frac{k_2}{m_2}$	$\frac{\pi(1+A)}{k_1(\delta_1 A + \delta_2 B)}$	$\frac{\pi(B-1)}{k_1(\delta_1 B + \delta_2$
	Верхнего узла $K^{(2)}_{p_2}$	$\frac{1}{D}\frac{m_1}{m_2}\left(\frac{k_1+k_2}{m_1} - \omega^2\right)$	$\frac{\pi(1+A)^2}{k_1 A(\delta_1 A + \delta_2 B)}$	$\frac{\pi(B-1)^2}{k_1 B(\delta_1 B + \delta_2$
	Относительных $K^{(1-2)}_{p_2}$	$\frac{1}{D}\frac{m_1}{m_2}\left(\frac{k_1}{m_1} - \omega^2\right)$	$\frac{\pi(1+A)}{k_1 A(\delta_1 A + \delta_2 B)}$	$\frac{\pi(B-1)}{k_1 B(\delta_1 B + \delta_2$
Между станиной и верхним узлом (относительное) $P_{1-2} \sin \omega t$	Станины $K^{(1)}_{p_{1-2}}$	$\frac{1}{D}\omega^2$	$\frac{\pi}{k_1(\delta_1 A + \delta_2 B)}$	$\frac{\pi}{k_1(\delta_1 B + \delta_2$
	Верхнего узла $K^{(2)}_{p_{1-2}}$	$\frac{1}{D}\frac{m_1}{m_2}\left(\frac{k_1}{m_1} - \omega^2\right)$	$\frac{\pi(1+A)}{k_1 A(\delta_1 A + \delta_2 B)}$	$\frac{\pi(B-1)}{k_1 B(\delta_1 B + \delta_2$
	Относительных $K^{(1-2)}_{p_{1-2}}$	$\frac{1}{D}\frac{M}{m_2}\left(\frac{k_1}{M} - \omega^2\right)$	$\frac{\pi}{k_1 A(\delta_1 A + \delta_2 B)}$	$\frac{\pi}{k_1 B(\delta_1 B + \delta_2$
Обозначения $M = m_1 + m_2$ $I = J + m_2(c^2 + h^2)$		$A = \frac{k_2}{m_2 p_1^2} - 1; \quad B = \frac{k_2}{k_1 A}$; $D = m_1\left[\left(\frac{k_2}{m_2} - \omega^2\right)\left(\frac{k_1}{m_1} - \omega^2\right) - \frac{k_2}{m_1}\omega^2\right]$		

* В системе по рис. 69, *б*, в которой масса m_2 совершает качательные колеб жесткости. Относительные перемещения, пропорциональные углам поворота вер

** При кинематическом возмущении $a_0 \sin \omega t$ коэффициенты передачи $K_{a_0} =$ - действующем на станину.

совершает колебания

Качательные (рис. 69, б) * на частотах		
удаленных от резонанса	резонансных	
	$\omega = p_1$	$\omega = p_2$
$\frac{1}{D'}\left(\frac{k_2}{I} - \omega^2\right)$	$\frac{\pi A'}{k_1(\delta_1 A' + \delta_2 B')}$	$\frac{\pi B'}{k_1(\delta_1 B' + \delta_2 A')}$
$\frac{1}{D'} \cdot \frac{m_2 c}{I}\omega^2$	$\frac{\pi}{k_1 c(\delta_1 A' + \delta_2 B')}$	$\frac{\pi}{k_1 c(\delta_1 B' + \delta_2 A')}$
$\frac{1}{D'} \cdot \frac{m_2 c c_1}{I}\omega^2$	$\frac{\pi c_1}{k_1 c(\delta_1 A' + \delta_2 B')}$	$\frac{\pi c_1}{k_1 c(\delta_1 B' + \delta_2 A')}$
$\frac{1}{D'} \cdot \frac{m_2 c c_2}{I}\omega^2$	$\frac{\pi c_2}{k_1 c(\delta_1 A' + \delta_2 B')}$	$\frac{\pi c_2}{k_1 c(\delta_1 B' + \delta_2 A')}$
$\frac{1}{D'}\frac{M c_2}{I}\left(\frac{k_1}{M} - \omega^2\right)$	$\frac{\pi c_2}{k_1 c^2 A'(\delta_1 A' + \delta_2 B')}$	$\frac{\pi c_2}{k_1 c^2 B'(\delta_1 B' + \delta_2 A')}$
$\frac{1}{D'} \cdot \frac{M c_2 c_1}{I}\left(\frac{k_1}{M} - \omega^2\right)$	$\frac{\pi c_2 c_1}{k_1 c^2 A'(\delta_1 A' + \delta_2 B')}$	$\frac{\pi c_2 c_1}{k_1 c^2 B'(\delta_1 B' + \delta_2 A')}$
$\frac{1}{D'} \cdot \frac{m_2 c c_1}{I}\omega^2$	$\frac{\pi c_1}{k_1 c(\delta_1 A' + \delta_2 B')}$	$\frac{\pi c_1}{k_1 c(\delta_1 B' + \delta_2 A')}$
$\frac{1}{D'} \cdot \frac{M c_1}{I}\left(\frac{k_1}{M} - \omega^2\right)$	$\frac{\pi c_1}{k_1 c^2 A'(\delta_1 A' + \delta_2 B')}$	$\frac{\pi c_1}{k_1 c^2 B'(\delta_1 B' + \delta_2 A')}$
$\frac{1}{D'}\frac{M c_1^2}{I}\left(\frac{k_1}{M} - \omega^2\right)$	$\frac{\pi c_1^2}{k_1 c^2 A'(\delta_1 A' + \delta_2 B')}$	$\frac{\pi c_1^2}{k_1 c^2 B'(\delta_1 B' + \delta_2 A')}$

$$A' = \frac{I}{m_2 c^2}\left[\frac{k_2}{I p_1^2} - 1\right]; \quad B' = \frac{k_2}{k_1 c^2 A'};$$

$$D' = M\left[\left(\frac{k_1}{M} - \omega^2\right)\left(\frac{k_2}{I} - \omega^2\right) - \frac{m_2^2 c^2 \omega^4}{IM}\right]$$

перемещения верхнего узла представляют собой углы поворота узла относительно центра узла, определены на расстоянии c_1 от центра жесткости.

$= K'_{p_1} h_1$, где K'_{p_1} — соответствующие коэффициенты передачи при силовом возмущении,

При частоте возмущения ω, не совпадающей с резонансной частотой p,

$$a_{cm} \approx a_0 \frac{1}{1-\frac{\omega^2}{p^2}}.$$

Для систем с двумя степенями свободы, т. е. при рассмотрении горизонтальных и качательных колебаний, удобно использовать разложение по нормальным формам. При этом амплитуды колебаний станины, например при горизонтальном кинематическом возмущении с амплитудой a_0 и частотой, совпадающей с одной из резонансных частот системы:

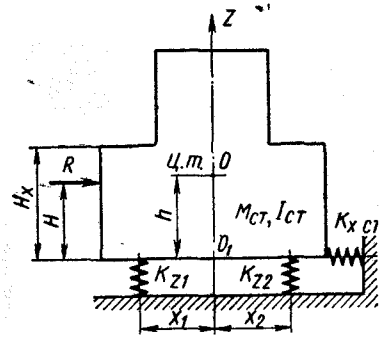


Рис. 72. Расчетная схема для определения амплитуд колебаний станины под действием горизонтальных возмущений (O_1 — центр жесткости)

$$a_{cm} \approx a_0 \frac{\pi}{\delta} \eta_{\theta,\,x},$$

где

$$\eta_{\theta,\,x} = \frac{\left[\frac{H}{h} - 1 + \varkappa_{\theta,\,x}\right]\left[\frac{H_x}{h} - 1 + \varkappa_{\theta,\,x}\right]}{\frac{I_{cm}}{M_{cm}h^2} + \varkappa^2_{\theta,\,x}}.$$

Здесь M_{cm}, I_{cm} — масса ($кГ \cdot сек^2/см$) и момент инерции ($кГ \cdot сек^2 \cdot см$) станка относительно центра тяжести (точки O, см. рис. 72); h, H_x, H — расстояния ($см$) от подошвы станка до центра тяжести системы, до плоскости, в которой определяется перемещение, и до плоскости, в которой действует возмущение, соответственно (в данном случае, при кинематическом возмущении $H = 0$); $\varkappa_{\theta,\,x} = \frac{k_{x\,cm}}{k_{x\,cm} - M_{cm}p^2_{\theta,\,x}}$ — коэффициент распределения амплитуд на резонансных частотах системы p_θ и p_x:

$$p_{\theta,\,x} = \frac{1}{2}\left(\frac{k_{\theta\,cm}}{I_{cm}} + \frac{k_{x\,cm}h^2}{I_{cm}} + \frac{k_{x\,cm}}{M_{cm}}\right) \mp$$

$$\mp \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{k_{\theta\,cm}}{I_{cm}} + \frac{k_{x\,cm}h^2}{I_{cm}} + \frac{k_{x\,cm}}{M_{cm}}\right)^2 - \frac{k_{x\,cm}k_{\theta\,cm}}{M_{cm}I_{cm}}};$$

$k_{x\,cm} = \Sigma k_{xi}$ — жесткость опор станка ($кГ/см$) при горизонтальных колебаниях; $k_{\theta\,cm} = \Sigma k_{zi}x_i^2$ — жесткость опор станка ($кГ \cdot см$) при качательных колебаниях; k_{xi}, k_{zi} — жесткость i-й опоры в горизонтальном и вертикальном направлениях соответственно.

Расхождение результатов расчетов и экспериментов при таком подходе сравнительно невелико (см. рис. 73).

Для определения амплитуд $a_{отн}$ относительных колебаний инструмента и заготовки при известных амплитудах колебаний

станины a_{cm} необходимо знать коэффициенты передачи колебаний от станины в зону резания $\gamma = K(\omega)$, разные на разных частотах. Тогда для периодических возмущений $a_{отн} = a_{cm}\gamma$. При расчетном анализе вынужденных колебаний несущих систем в низкочастотном диапазоне узлы станка в большинстве случаев можно рассматривать как одномассовые системы. Как уже указывалось, в простейших случаях удается даже ограничиться рассмотрением всего одной или двух низкочастотных форм колебаний этих узлов. Так, для узлов с направляющими качения, обеспечивающими перемещение по нормали к обрабатываемой поверхности, например для бабок кругло- и резьбошлифовальных станков, можно рассматривать только поступательные колебания с частотой, которая определяется жесткостью механизма подачи; для тяжелых высоких узлов, перемещающихся по направляющим скольжения, например для передвижных стоек плоскошлифовальных, расточных, зубофрезерных станков — только качательные колебания с частотой, которая определяется жесткостью направляющих [17]. В более сложных случаях узлы станка целесообразно рассматривать как одномассовые системы с двумя степенями свободы, которые могут совершать связанные качательные и поступательные колебания. К таким узлам могут быть отнесены суппорты токарных станков, крестовые столы плоскошлифовальных станков, консоли фрезерных станков и т. п. Частоты поступательных колебаний в плоскости, перпендикулярной направляющим, как правило, значительно выше частот качательных и поступательных колебаний вдоль направляющих, поэтому поступательные колебания в плоскости, перпендикулярной направляющим, могут не рассматриваться.

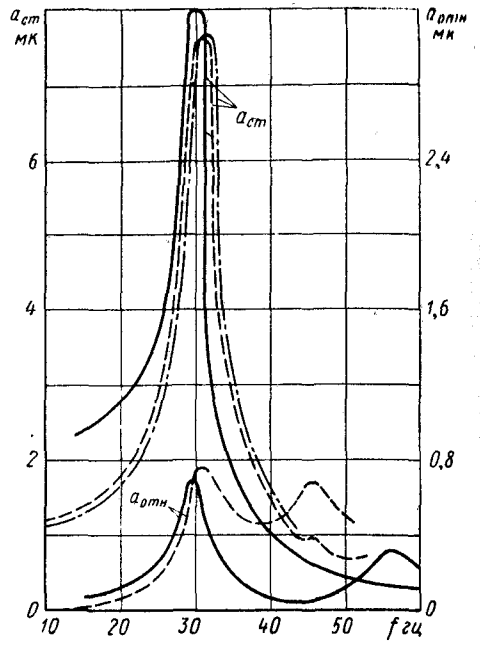


Рис. 73. Амплитуды a_{cm} колебаний станины и амплитуды $a_{отн}$ относительных колебаний стола и шпинделя станка мод. 371М1, возбуждаемых колебаниями пола с амплитудой 1 *мк*.

Сплошные линии — экспериментальные, штриховые — расчетные, полученные при рассмотрении станка как системы с двумя степенями свободы (см. рис. 69,*б*); штрих-пунктирные — расчетные, полученные при рассмотрении станка как одномассовой системы с одной степенью свободы

Расчетные формулы для определения коэффициентов передачи станков, в которых узлы можно рассчитывать по одной из указанных схем, полученные из рассмотрения колебаний узлов при соответствующем кинематическом возмущении со стороны станины, приведены в табл. 26.

Под частотой f возмущения, входящей в формулы таблицы, следует понимать частоту, на которой амплитуда колебаний станины максимальна.

Коэффициенты передачи горизонтальных колебаний учитывают влияние колебаний узлов станка как непосредственно от горизонтальных перемещений станины в месте присоединения данного узла, так и от наклона ее и зависят от соотношения между амплитудами горизонтальных смещений a_{cmx} и амплитудами углов наклона $a_{cm\theta}$ станины и сдвига фаз между ними. Например, при возбуждении колебаний станка горизонтальными колебаниями основания на частотах собственных колебаний станка на опорах ($f_x = \frac{p_x}{2\pi}$ или $f_\theta = \frac{p_\theta}{2\pi}$):

$$X = \frac{a_{cm\theta}}{a_{cmx}} = \frac{1}{h\left[\frac{H_x}{h} - 1 + \varkappa_{\theta,\,x}\right]}.$$

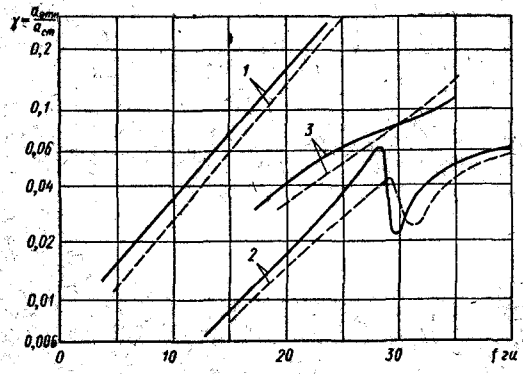


Рис. 74. Коэффициенты передачи γ для плоскошлифовальных станков.

Сплошные линии — экспериментальные, штриховые — расчетные: *1* — γ_x для станка мод. 3Б71М; *2* — γ_z для станка мод. 3Б71М; *3* — γ_z для станка мод. 371М1

На рис. 74 приведены зависимости коэффициентов передачи от частоты для плоскошлифовальных станков мод. 371М1 и 3Б71М, вычисленные по формулам табл. 26. При вычислении коэффициентов γ для станка мод. 371М1 рассматривали только качательные колебания колонны. В станке мод. 3Б71М наиболее низкочастотная форма колебаний (с частотой около 30 *гц*) определяется жесткостью механизма подачи крестового стола, который перемещается по направляющим качения. Так как на качество обрабатываемой поверхности влияют вертикальные перемещения инструмента и заготовки, стол (вместе с салазками) рассматривался как одномассовая система с двумя степенями свободы. На этом же рисунке для сравнения нанесены экспериментальные значения коэффициентов передачи, определенные по амплитудно-частотным характеристикам и записям свободных колебаний. Как можно видеть, расхождение результатов относительно невелико.

Коэффициент γ передачи колебаний станины в зону резания[1]

Колебания станины	Относительные перемещения инструмента и заготовки	Системы с одной степенью свободы	Система с двумя степенями свободы
Горизонтальные $a_{cr\,x}$	Вертикальные $a_{отн.\,z}$	—	$\gamma_{zz} = \frac{mca}{I_{01}}\,\frac{\left(\frac{f_1^2}{f^2}-1\right)\left(\frac{f_2^2}{f^2}-1\right)}{\frac{f_1^2}{f^2}-1}$
	Горизонтальные $a_{отн.\,x}$	—	$\gamma_{zx} = \frac{mcb_1}{I_{01}}\,\frac{\left(\frac{f_1^2}{f^2}-1\right)\left(\frac{f_2^2}{f^2}-1\right)}{\frac{b_1}{b}+\frac{f_1^2}{f^2}-1} - \frac{mb^2}{I_{01}}$
Вертикальные $a_{cr\,z}$	Вертикальные $a_{отн.\,z}$	—	$\gamma_{xz} = \frac{d}{b}\,\frac{\left(\frac{f_1^2}{f^2}-1\right)\left(\frac{f_2^2}{f^2}-1\right)}{\frac{mb^2}{I_{01}}\frac{f_1^2}{f^2}+Xb\left(\frac{f_1^2}{f^2}-1+\frac{mb^2}{I_{01}}\right)} - \frac{mb^2}{I_{01}}$

Продолжение табл. 26

Колебания станка	Системы с одной степенью свободы		Система с двумя степенями свободы
Горизонтальные $a_{отн}$	$\gamma_x = \dfrac{1}{\dfrac{f_2^2}{f_1^2} - 1}$	$\gamma_{xx} = \dfrac{\dfrac{b_1}{b}\dfrac{\dfrac{mb^2}{I_{01}} + Xb}{\dfrac{f_2^2}{f^2} - 1}}{}$	$\gamma_{xx}^{3'} = \dfrac{\dfrac{b_1}{b}\left[\dfrac{mb^2}{I_{01}}\dfrac{f_2^2}{f^2} + Xb\left(\dfrac{f_2^2}{f^2} - 1 + \dfrac{mb^2}{I_{01}}\right)\right] + Xb\dfrac{f_2^2}{f^2} - 1 + \dfrac{mb^2}{I_{01}}}{\left(\dfrac{f_2^2}{f_1^2} - 1\right)\left(\dfrac{f_2^2}{f^2} - 1\right) - \dfrac{mb^2}{I_{01}}}$
Относительные перемещения инструмента и заготовки	Обозначения: парциальные частоты колебаний $f_1 = \dfrac{1}{2\pi}\sqrt{\dfrac{k_x}{m}}$; $f_2 = \dfrac{1}{2\pi}\sqrt{\dfrac{k_\theta}{I_{01}}}$; момент инерции относительно центра жесткости (точки O_1) $I_{01} = I + m(b^2 + c^2)$.		

Примечания: 1. Первый индекс у коэффициента γ означает направление перемещения станины, второй — направление относительного перемещения.
2. Формулы для коэффициентов γ_{xz} и γ_{xx} на частоте f, соответствующей частоте f_x горизонтальных колебаний станка на опорах, применимы только при значениях f_1 и f_2, достаточно отдаленных от f_x. При установке станков на упругие опоры это условие, как правило, удовлетворяется.
3. В первом приближении коэффициент γ_{xx} системы с двумя степенями свободы может определяться по формуле для γ_x системы с одной степенью свободы

Для прикидочных расчетов при определении максимальных амплитуд относительных колебаний на частотах, соответствующих собственным частотам колебаний станка на опорах *(р)*, можно воспользоваться экспериментальными значениями γ. Экспериментальные значения коэффициентов передачи γ_z или γ_x характеризуют динамическую податливость системы на частотах, соответствующих собственным частотам колебаний станка на опорах при той установке, при которой проводились измерения (см. стр. 587). Если для данного станка на частоте p_0 измеренная величина коэффициента передачи γ_0, то, пользуясь пересчетом на основе зависимостей табл. 26, можно оценить величину коэффициента передачи на частоте p, на которой амплитуды колебаний станины максимальны. В первом приближении можно пользоваться простейшим пересчетом [1] и принимать $\gamma = \gamma_0 \frac{p^2}{p_0^2}$. Тогда максимальные амплитуды относительных колебаний $a_{отн\,max} \approx a_{ст}\gamma_0 \frac{p^2}{p_0^2}$.

Расчет колебаний при импульсных возмущениях

При расчете колебаний несущих систем под действием импульсных возмущений удобно использовать спектральный метод [38]. Суть его заключается в следующем. Приложенное к системе с характеристикой $K(\omega)$ импульсное возмущение $f(t)$ представляется в виде интеграла Фурье. При этом спектр приложенного импульса $S(\omega)_{вх} = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t)\, e^{-j\omega t}\, dt$; спектр импульса на выходе системы $S(\omega)_{вых} = S(\omega)_{вх}\, K(\omega)$. Для определения временной функции на выходе сигнал в виде спектрального разложения $S(\omega)_{вых}$ представляется в виде неразложенной функции от времени

$$F(t) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{+\infty} S(\omega)_{вых} e^{j\omega t}\, d\omega.$$

В том случае, когда формы импульсов, к которым сводятся импульсные возмущения в станках, известны, решения задач о колебаниях несущих систем под действием импульсных

[1] Такой пересчет справедлив в том случае, если узел станка можно рассматривать как систему с одной степенью свободы и если частоты p_0 и p удалены от собственной частоты колебаний узла. Однако в первом приближении при рассмотрении низкочастотных возмущений им можно пользоваться без введения соответствующих поправок. Пользуясь этим пересчетом, можно грубо оценить порядок коэффициентов передачи для станков той же компоновки другого размера: на частоте $p = p_0\frac{\alpha}{\beta}$; $\gamma = \gamma_0 \frac{\alpha^2}{\beta^2}$, где $\alpha = l_2/l_1$ — отношение линейных размеров; $\beta = G_2/G_1$ — отношение весов узлов, определяющих чувствительность станка к рассматриваемым колебаниям.

возмущений принципиальных трудностей не имеют и легко получаются с помощью ЭВМ.

Для оценки максимальных амплитуд колебаний, возникающих в системе под действием импульсных возмущений, можно воспользоваться приближенным решением, основанным на аппроксимации амплитудно-частотной характеристики системы. В реальных системах с относительно малым демпфированием значения передаточной функции $K(\omega)$ на резонансных частотах на порядок больше, чем в области частот, удаленных от резонанса. Исходя из этого в первом приближении реальную резонансную кривую можно заменить некоторой идеальной и считать, что система реагирует только на частоты, близкие к резонансным частотам, в полосе, ширина которой [1] $\Delta\omega$ определяется демпфированием δ ($\Delta\omega = \delta p$; δ — логарифмический декремент колебаний), причем коэффициент передачи в пределах этой полосы остается постоянным $K_p(p)$. Если ширина полосы $\Delta\omega \ll p$, то во многих случаях можно считать, что спектральная плотность на входе системы в пределах полосы частот $\Delta\omega$ тоже постоянна и равна $S(p)$. При этом перемещения в системе оказываются пропорциональными спектральной плотности входного импульса на частотах, соответствующих собственным частотам системы.

Если спектр на входе системы $S(p)$ и коэффициент передачи на резонансной частоте $K_p(p)$, то спектр на выходе системы $S(p)_{вых} = S(p)\,K_p(p)$ и максимальная амплитуда колебаний на частоте p $a_{отн\,max} = S(p)\,K_p(p)\frac{\delta p}{\pi}$.

В системах с несколькими степенями свободы аналогичным образом могут быть определены максимальные амплитуды колебаний на частотах, соответствующих всем собственным частотам системы. При определении предельных максимальных значений амплитуд относительных колебаний в первом приближении значения максимальных амплитуд на каждой из собственных частот системы можно просто суммировать. Так как спектральная плотность импульсов реальной формы в области высоких частот резко снижается, погрешность, получающаяся при таком простейшем подходе, оказывается незначительной (подробнее см. ниже). Исходя из этого для системы с n степенями свободы можно записать

$$a_{отн\,max} \approx \sum_{i=1}^{i=n} |S(p_i)\,K_p(p_i)|\frac{\delta_i p_i}{\pi}.$$

[1] В данном случае ширина полосы выбирается из условия равенства максимальных амплитуд, вычисленных точным и приближенным способом для простейших систем, такой, чтобы за пределами ее значения амплитуд не превышали величины, составляющей 30% от резонансной амплитуды.

В качестве примера проиллюстрируем точность такого приближенного определения амплитуд относительных колебаний масс m_1 и m_2 для систем с двумя степенями свободы (см. рис. 69, *а*).

Используя значения коэффициентов передачи на резонансных частотах (см. табл. 25), при действии на станину прямоугольного импульса, для которого $S(\omega) = 0{,}637Q\frac{\Omega}{\omega}\sin\frac{\pi\omega}{2\Omega}$, полагая $\delta_1 = \delta_2$, получим

$$a_{отн\,max} \approx \frac{Qp_1}{k_1(A+B)}\,0{,}637\,\frac{\Omega}{p_1}\left[\left|\sin\frac{\pi p_1}{2\Omega}\right| + \left|\sin\frac{\pi p_2}{2\Omega}\right|\right] = \frac{Qp_1 s_{01}}{k_1(A+B)}.$$

Здесь $\Omega = \frac{\pi}{\tau}$ — условная частота импульса; Q — величина импульса. Остальные обозначения прежние. При действии импульсов другой формы изменяются только коэффициенты s_0.

При формальном вычислении по полученным формулам для частот p, на которых спектральная плотность равна нулю, максимальные амплитуды колебаний также оказываются равными нулю. Поэтому, для того, чтобы оценить общий уровень максимальных амплитуд в зоне $\frac{2\Omega}{p_1} = \frac{T_1}{\tau} \leqslant \left(\frac{T_1}{\tau}\right)_{гр}$ (здесь $T_1 = \frac{2\pi}{p_1}$), в первом приближении расчет можно вести по огибающим максимальных амплитуд, полагая в приведенных выше формулах sin и cos равными единице [1]. Значение $\left(\frac{T_1}{\tau}\right)_{гр}$ для прямоугольного импульса следует принимать равным 2, для импульса в форме $R\cos\frac{\pi}{\tau}t$ — равным 1 и для импульса в форме $R\cos^2\frac{\pi}{\tau}t$ — равным 0,67. На рис. 75 нанесены значения коэффициентов s_{0i}, пропорциональных величинам $a_{отн}$, вычисленные на основе полученных формул (штрих-пунктирная линия). Для сравнения там же нанесены кривые s_{0i}, вычисленные по точным формулам. Сплошными линиями нанесены огибающие максимальных амплитуд колебаний при $t > \frac{\tau}{2}$, т. е. после окончания действия импульса; пунктирными при $-\frac{\tau}{2} < t < \frac{\tau}{2}$, т. е. во время действия импульса.

[1] Если отношение p_2/p_1 не целое нечетное число, то значения $\sin\frac{\pi p_1}{2\Omega}$ и $\sin\frac{\pi p_2}{2\Omega}$ так же, как и значения $\cos\frac{\pi p_1}{2\Omega}$ и $\cos\frac{\pi p_2}{2\Omega}$, одновременно не могут быть равны единице. Так, например, максимум суммы $\sin\frac{\pi p_1}{2\Omega} + \sin\frac{\pi p_2}{2\Omega}$ при $p_2/p_1 = 2$ равен не 2, а 1,76. Однако, как можно видеть по кривым, приведенным на рис. 75, даже если принять значения sin и cos равными единице, погрешность будет относительно невелика. Это объясняется тем, что спектральная плотность реальных импульсов на частотах, соответствующих верхним резонансным частотам системы, обычно сравнительно незначительна.

Если, так же как и при приближенном расчете, учитывать отношение $\frac{T_1}{\tau}$ приближенно, и оценивать уровень относительных колебаний по огибающим тех точных значений коэффициентов s_{0i}, которые приведены на рис. 75, то сравнивая кривые для приближенного и точного решения, можно видеть, что погрешность

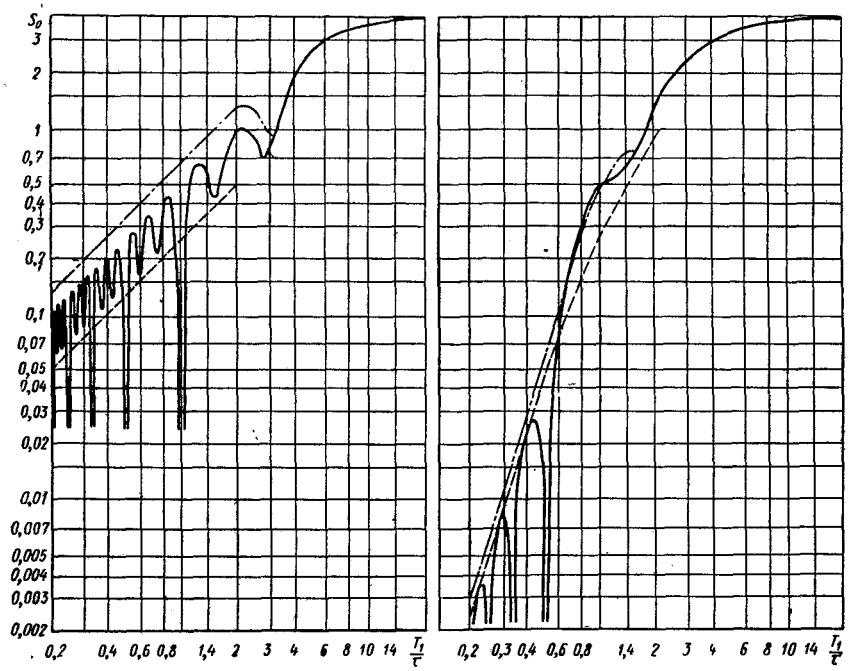


Рис. 75. Коэффициенты s_0 для определения максимальных амплитуд относительных колебаний в системах с двумя степенями свободы при $p_2/p_1 = 3$:

а — при действии прямоугольного импульса; *б* — при действии импульса в форме $R\cos^2\frac{\pi}{\tau}t$. Сплошные линии — точное решение (максимальные амплитуды после окончания действия импульса); штриховые — точное решение (максимальные амплитуды во время действия импульса); штрих-пунктирные — приближенное решение

приближенного расчета сравнительно незначительна. Наибольшую погрешность приближенное решение дает для прямоугольного импульса, у которого скорость убывания спектра минимальна.

При определении абсолютных перемещений влияние частотно-фазовой характеристики системы на спектр входного импульса может быть существенным не только на резонансных частотах, но и в области низких частот. Поэтому рассуждения, аналогичные приведенным выше, будут справедливы только для случая действия таких импульсов, у которых бóльшая часть энергии сосредоточена в области относительно высоких частот: для случая

действия коротких импульсов, импульсов прямоугольной формы; для случая мгновенного приложения нагрузки и т. п. [10].

Для оценки точности разработанной приближенной методики расчета приведем расчет колебаний несущей системы станка мод. 3Б71М. На рис. 54 приведены спектры некоторых импульсов сил инерции, зарегистрированных при исследованиях (см. стр. 573). При построении кривых спектров рассматриваемый импульс сложной формы представлялся как сумма импульсов простой формы с учетом сдвигов этих импульсов во времени. Как известно [38], спектр импульса, запаздывающего на время τ_0 от начала отсчета $t = 0$

$$S_{\tau_0}(\omega) = S(\omega)\,e^{-j\omega\tau_0} = S(\omega)(\cos\omega\tau_0 - j\sin\omega\tau_0) =$$
$$= [A(\omega) + jB(\omega)][\cos\omega\tau_0 - j\sin\omega\tau_0] = A_1(\omega) + jB_1(\omega).$$

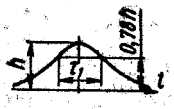
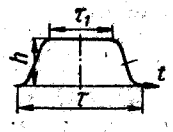
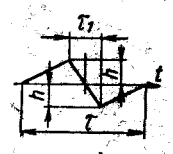
Для наглядности последующих выводов удобно использовать принцип представления суммарного импульса в виде основного и дополнительных импульсов, который позволяет приближенно оценить уровень спектральных составляющих в разных частотных диапазонах.

Форму основного импульса принимают такой, как у оптимального (см. рис. 56); время действия равным времени реверса τ, а величину Q равной количеству движения реверсируемого узла. При этом дополнительные импульсы характеризуют отклонение реального импульса ускорений от оптимального. Спектры импульсов см. табл. 27. При упрощенных расчетах вместо реальной амплитудно-частотной характеристики используют некоторую идеальную. При этом для определения максимальных амплитуд колебаний надо знать коэффициенты передачи на резонансных частотах и ширину полос пропускания. В рассматриваемом случае эти параметры можно определить по полученной экспериментально амплитудно-частотной характеристике, приведенной на рис. 55. При этом коэффициенты передачи на резонансных частотах p_i $K_p(p_i) = \frac{a_{отн\,max}(p_i)}{P}$, где $a_{отн\,max}(p_i)$ — амплитуда относительных колебаний на резонансной частоте p_i, P — амплитуда возмущающей силы. Декремент колебаний $\delta_i = \pi\frac{p_{2i} - p_{1i}}{p_i}$, где p_{2i} и p_{1i} — частоты в $1/сек$ (большая p_{2i}, меньшая p_{1i}), при которых амплитуда равна $0{,}707\,a_{отн\,max}(p_i)$.

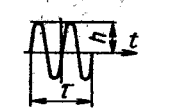
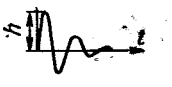
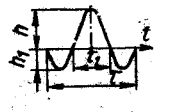
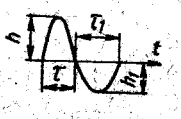
Для резонансных частот, соответствующих собственным частотам колебаний станка на опорах (которые с помощью вибратора возбудить не удалось), исходя из того, что для одномассовой системы при импульсном возмущении амплитуда колебаний на собственной частоте p $a_{max} \approx \frac{|S(p)|}{pM}\eta$ (M — масса системы, η — коэффициент, учитывающий связанность горизонтальных и качательных колебаний), приближенно амплитуду относительных

Таблица 27

Импульсы, используемые как составляющие импульсов ускорений, и их спектры

	Импульсы	Спектры
	$f(t) = he^{-\left(\frac{t}{\tau_1}\right)^2}$	$S(\omega) = Qe^{-\left(\frac{\tau_1 \omega}{2}\right)^2}$; $Q = \sqrt{\pi} h \tau_1$
	$f(t) = \begin{cases} 0 & t < -\frac{\tau}{2} \\ R\cos^2 \frac{\pi(2t+\tau_1)}{2(\tau-\tau_1)}; & -\frac{\tau}{2} < t < -\frac{\tau_1}{2} \\ R & -\frac{\tau_1}{2} < t < \frac{\tau_1}{2} \\ R\cos^2 \frac{\pi(2t-\tau_1)}{2(\tau-\tau_1)}; & \frac{\tau_1}{2} < t < \frac{\tau}{2} \\ 0 & t > \frac{\tau}{2} \end{cases}$	$S(\omega) = \frac{6{,}637Q \sin \frac{\pi\omega}{2\omega_0}(1-\eta)\cos \frac{\pi\omega}{2\omega_0}\eta}{\frac{\omega}{\omega_0}(1-\eta)\left(1-\eta^2\frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)}$; $\eta = \frac{\tau-\tau_1}{2}$; $Q = h\frac{\tau+\tau_1}{2}$; $\omega_0 = \frac{\pi}{\tau}$
	$f(t) = \begin{cases} 0 & t < -\frac{\tau}{2} \\ R\cos\frac{\pi}{\tau}t; & -\frac{\tau}{2} < t < \frac{\tau}{2} \\ 0 & t > \frac{\tau}{2} \end{cases}$	$S(\omega) = \frac{Q}{1-\frac{\omega^2}{\omega_0^2}} \cos\frac{\pi\omega}{2\omega_0}$; $\omega_0 = \frac{\pi}{\tau}$; $Q = \frac{2h\tau}{\pi}$
	$f(t) = \begin{cases} 0 & t < -\frac{\tau}{2} \\ h\frac{\tau+2t}{\tau-\tau_1} & -\frac{\tau}{2} < t < -\frac{\tau_1}{2} \\ -h\frac{2t}{\tau_1} & -\frac{\tau_1}{2} < t < \frac{\tau_1}{2} \\ -h\frac{\tau-2t}{\tau-\tau_1} & \frac{\tau_1}{2} < t < \frac{\tau}{2} \\ 0 & t > \frac{\tau}{2} \end{cases}$	$S(\omega) = -\frac{4hj}{\omega^2(\tau-\tau_1)}\left[\sin\frac{\omega\tau}{2} - \frac{\tau}{\tau_1}\sin\frac{\omega\tau_1}{2}\right]$

Продолжение табл. 27

	Импульсы	Спектры
	$f(t) = \begin{cases} 0 & t < -\frac{\tau}{2} \\ h\sin\omega_0 t & -\frac{\tau}{2} < t < \frac{\tau}{2} \\ 0 & t > \frac{\tau}{2} \end{cases}$ $\omega_0 = \frac{2n\pi}{\tau}$; n — число периодов (1, 2 . . .)	$S(\omega) = \frac{2hj}{\omega_0\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)}(-1)^n \sin n\pi\frac{\omega}{\omega^0}$
	$f(t) = he^{-\frac{\delta_0\omega_0}{2\pi}t}\sin\omega_0 t$ $t > 0$	$S(\omega) = \frac{h}{\omega_0}\frac{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right) - j\left(\frac{\delta_0}{\pi}\frac{\omega}{\omega_0}\right)}{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(\frac{\delta_0}{\pi}\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}$
	$f(t) = \begin{cases} 0 & t < -\frac{\tau}{2} \\ 0{,}82h\left(\cos\frac{8{,}98}{\tau}t + 0{,}219\right) & -\frac{\tau}{2} < t < \frac{\tau}{2} \\ 0 & t > \frac{\tau}{2} \end{cases}$ $\frac{h_1}{h} = 0{,}64$; $\frac{\tau}{\tau_1} = 2{,}51$	$S(\omega) = h\tau\frac{0{,}04}{\alpha(1-\alpha^2)}\left[\sin\frac{\omega\tau}{2} - 4{,}46\alpha\cos\frac{\omega\tau}{2}\right]$; $\alpha = \frac{\omega}{\omega_0}$; $\omega_0 = \frac{8{,}98}{\tau}$
	$f(t) = \begin{cases} 0 & t < -\tau \\ h\cos\frac{\pi}{\tau}\left(t+\frac{\tau}{2}\right) & -\tau < t < 0 \\ -h_1\cos\frac{\pi}{\tau_1}\left(t-\frac{\tau_1}{2}\right) & 0 < t < \tau_1 \\ 0 & t > \tau_1 \end{cases}$ $\frac{h}{h_1} = \frac{\tau_1}{\tau}$	$S(\omega) = \frac{h\tau}{\pi}\left[\left(\frac{1+\cos\omega\tau}{1-\alpha^2} - \frac{1+\cos\omega\tau_1}{1-\alpha_1^2}\right) - j\left(\frac{\sin\omega\tau}{1-\alpha^2} + \frac{\sin\omega\tau_1}{1-\alpha_1^2}\right)\right]$; $\alpha = \frac{\omega\tau}{\pi}$; $\alpha_1 = \frac{\omega\tau_1}{\pi}$

колебаний можно записать в виде $a_{отн\,max} \approx \frac{|S(p)|}{pM}\eta\gamma$, где γ — экспериментально полученное значение коэффициента передачи соответствующих колебаний станины в зону резания. Тогда $\frac{K_p(p)\,\delta p}{\pi} = \frac{\eta\gamma}{pM}$. Значения коэффициентов γ передачи для станка мод. 3Б71М, а также величин $K_p(p)$, δ и $\frac{K_p(p)\,\delta p}{\pi}$, вычисленных таким образом, приведены в табл. 28. Определив по кривым спектров (см. рис. 54) значения $S(p_i)$, соответствующие частотам p_i, можно определить максимальные амплитуды относительных колебаний по формуле

$$a_{отн\,max} = \sum |S(p_i)\,K_p(p_i)|\,\frac{\delta_i p_i}{\pi}.$$

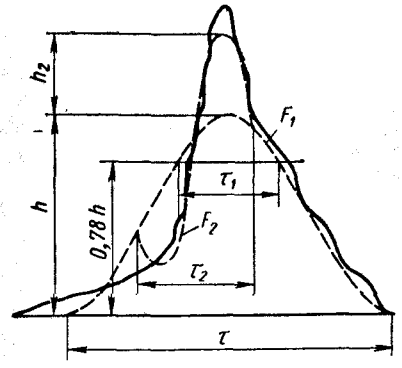


Рис. 76. Пример представления импульса сил инерции в виде суммы основного F_1 и дополнительного F_2 импульсов

Результаты расчетов приведены в табл. 28 и 29. Сопоставление их с результатами экспериментов показывает, что в большинстве случаев расчеты *дают удовлетворительную точность*. Анализ составляющих полной величины относительного перемещения для импульсов разной формы подтверждает сделанные ранее выводы (см. стр. 575). В частности, как и следовало ожидать, при форме импульса, достаточно близкой к оптимальной, расчет можно вести, рассматривая только составляющие, определяемые колебаниями станка на опорах.

Приведем соответствующий пример расчета (для станка мод. 3Б71М). Рассмотрим импульс, приведенный на рис. 76. При скорости движения стола 20 *м/мин* и весе стола 165 *кГ*, пренебрегая массой реверсируемой жидкости, получим $Q = 2mv = 11{,}2$ *кГсек*. *Полное время реверса* $\tau = 0{,}136$ *сек*. Параметры основного «колокольного» импульса: $F_1 = he^{-(t/\tau_1)^2}$ (см. табл. 27); $\tau_1 = 0{,}282\,\tau = 0{,}0385$ *сек*; $h = \frac{Q}{\sqrt{\pi}\,\tau_1} = 165$ *кГ*. Дополнительный импульс выбираем в виде синусоиды $F_2 = h_2 \sin\frac{2\pi}{\tau_2}t$. По построению параметры дополнительного импульса: $h_2 = 74$ *кГ*; $\tau_2 = 0{,}044$ *сек*. Для случая установки на башмаках при $p = 138$ 1/*сек* ($f = 22$ *гц*, $\gamma = 0{,}06$; см. табл. 28) спектральная плотность на частоте $\omega = p$ основного импульса (см. табл. 27)

$$S_1 = Qe^{-\left(\frac{\tau_1\omega}{2}\right)^2} = 0{,}011\ кГсек.$$

Таблица 28

Расчетные параметры системы и реверсов

Группа импульса сил инерции	Характеристики системы: f в *гц*	γ	K в *мк/кГ*	δ	$K\frac{\delta p}{\pi}$	Характеристики реверса: $\frac{N(p)}{N(p)_{сек}}$	$a_{отн}$ в *мк*	$\frac{S(p)}{S(p)_{сек}}$	$a_{отн}$ в *мк*
	АЧХ — кривая *1* рис. 55					Спектр — кривая *1* рис. 54		Спектр — кривая *2* рис. 54	
Первая	22	0,06	—	—	2,24	0,18	0,40	0,35	0,70
	40	—	0,062	0,78	3,9	0,004	0,016	0,15	0,58
	68	—	0,073	0,50	4,65	0,0015	0,007	0,019	0,09
	АЧХ — кривая *3* рис. 55					Спектр — кривая *1* рис. 54		Спектр — кривая *2* рис. 54	
	8	0,008	—	—	0,82	2,4	2,0	4,0	3,28
	55	—	0,042	0,29	1,32	0,002	0,003	0,005	0,007
	70	—	0,061	0,34	2,86	0,002	0,004	0,018	0,05
Вторая и третья	АЧХ — кривая *2* рис. 55					Спектр — кривая *3* рис. 54		Спектр — кривая *4* рис. 54	
	28	0,1	—	—	2,92	0,21	0,62	0,28	0,82
	64	—	0,061	0,32	2,48	0,098	0,25	0,15	0,37
	78	—	0,1	0,24	3,82	0,086	0,33	0,15	0,57
	115	—	0,061	0,26	3,63	0,056	0,20	0,35	1,27

Таблица 29

Максимальные амплитуды относительных колебаний при реверсах в *мк*

Установка станка (АЧХ — на рис. 55)	Спектры импульсов на рис. 54: кривая *1*	кривая *2*	кривая *3*	кривая *4*
На башмаках (кривые *1* и *2*)	0,42 (0,5)	1,36 (1,4)	1,4 (1,75)	3,03 (2,45)
На опорах ОВ — 31 (кривая *3*)	2 (3)	3,34 (3,2)	—	—

Примечание. В скобках указаны экспериментальные значения

Для дополнительного импульса

$$S_2 = -\frac{2h_2 j}{\omega_0(1-\alpha^2)}\sin\pi\alpha,$$

где $\alpha = \frac{\omega}{\omega_0}$.

В нашем случае $\omega_0 = \frac{2\pi}{\tau_2} = 144$ 1/*сек*, т. е. $\omega_0 \approx p$ и $\alpha \approx 1$. При $\alpha = 1$ $S_2 = -1{,}61j$ *кГсек*. Так как спектральная плотность

дополнительного импульса на два порядка больше, чем основного, модуль спектра суммарного импульса при $p = 138$ $1/сек$ практически равен модулю спектра дополнительного импульса. При $M = 1{,}94$ $кГ \cdot сек^2/см$ максимальное относительное перемещение $a_{отн\,max} = \frac{S_2\gamma}{pM} = 3{,}6$ *мк*. Экспериментально полученное значение 3,2 *мк*.

Для импульсов, спектры которых выражаются через синусы или косинусы, расчетное значение спектральной плотности на частоте p приближенно может определяться с избытком по огибающей кривой спектральной плотности [10].

Коэффициент η (см. стр. 612) при соотношениях параметров, типичных для шлифовальных станков, на частоте, соответствующей качательным колебаниям станка на опорах, может приниматься равным единице. Коэффициент γ передачи колебаний станины в зону резания в большинстве случаев измеряют на неработающем станке. Влияние процесса резания на амплитуды колебаний при реверсировании (если реверс происходит без выхода круга с детали) можно учесть, используя соответствующим образом пересчитанные коэффициенты передачи. Так, для круглошлифовальных станков, рассчитываемых по схеме, приведенной на рис. 69, *а*, коэффициент передачи с учетом резания $\gamma_{рез} = \frac{\gamma}{1+\frac{k_p\gamma}{m_2p^2}}$. Здесь k_p — «жесткость резания» (см. стр. 603); m_2 — масса шлифовальной бабки — узла, определяющего чувствительность станка к колебаниям при реверсе.

Расчет колебаний при случайных возмущениях

Стационарное случайное возмущение, описываемое стационарной нормальной случайной функцией (при нормальном законе распределения ординат случайной функции), однозначно определяется корреляционной функцией, которая характеризует зависимость между значениями рассматриваемой случайной функции в разные моменты времени τ.

На рис. 77 приведена запись колебаний пола в одном из цехов машиностроительного предприятия и корреляционная функция, характеризующая этот процесс:

$$G(\tau) = A^2_{max}\,(0{,}1e^{-5|\tau|}\cos 40\tau + 0{,}07\cos 40\tau).$$

Так как в рассматриваемом случае колебания пола представляли собой сумму периодического возмущения и стационарного случайного возмущения, корреляционная функция также представляет собой сумму: первый член — корреляционная функция случайной составляющей, второй — периодической.

Для случайной функции амплитудный спектр также будет случайной функцией, поэтому при рассмотрении стационарного случайного процесса оперируют не амплитудным спектром, а спектральной плотностью по мощности, которая является функцией не случайной.

Функция корреляции $G(\tau)$ и спектральная плотность по мощности $S(\omega)$ стационарного случайного процесса связаны парой преобразований Фурье:

$$G(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} S(\omega)\, e^{j\omega\tau}\, d\omega;$$

$$S(\omega) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{+\infty} G(\tau)\, e^{-j\omega\tau}\, d\tau.$$

На рис. 77, *г* приведена спектральная плотность по мощности для случайной составляющей колебаний пола, характеризуемой кривой, приведенной на рис. 77, *а*.

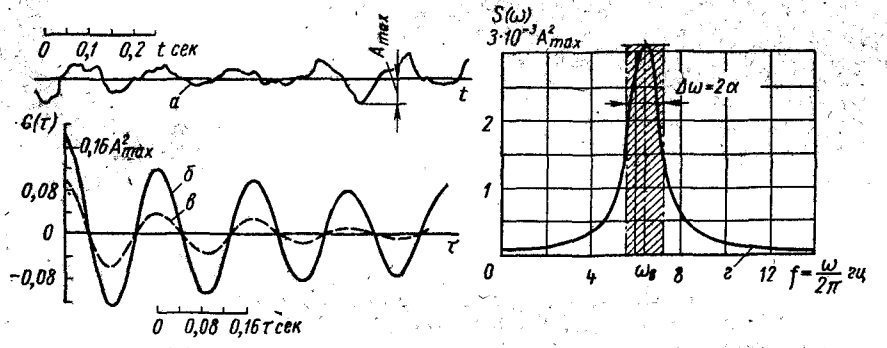


Рис. 77. Пример случайного кинематического возмущения, действующего на несущие системы станков со стороны основания:

а — исходная кривая колебаний пола; *б* — корреляционная функция процесса; *в* — корреляционная функция случайной составляющей; *г* — спектральная плотность по мощности случайной составляющей

Зная спектр случайного процесса на входе $S(\omega)$ и передаточную функцию системы $K(\omega)$, можно определить спектр случайного процесса на выходе системы:

$$S(\omega)_{вых} = S(\omega)\,[K(\omega)]^2.$$

Зная спектральную плотность на выходе системы, используя преобразование Фурье, можно получить корреляционную функцию на выходе системы. Однако, как правило, нас интересует не корреляционная функция на выходе, а только дисперсия, которую можно определить по формуле

$$D = 2\int_0^{\infty} S(\omega)_{вых}\, d\omega.$$

Зная дисперсию случайной функции на выходе системы, можно оценить вероятность того, что амплитуды колебаний на выходе системы (например, между инструментом и заготовкой) не превысят некоторый предельный уровень.

Проведение соответствующих расчетов практически возможно только с помощью ЭВМ.

Для ориентировочной оценки максимальных амплитуд колебаний в системах с разными параметрами (в частности, для оптимизации систем виброизоляции) при известном спектре действующего возмущения можно воспользоваться приближенным решением, аналогичным изложенному выше.

Так же, как в предыдущем случае, можно считать, что система реагирует главным образом на частоты, близкие к резонансным частотам системы в полосе частот $\Delta\omega$, полагая, что в пределах этой полосы спектральная плотность на входе $S(p)$ и коэффициенты передачи $K(p)$ постоянны.

Расчетное значение «эквивалентной» полосы $\Delta\omega$ можно определить из условия равенства дисперсии на выходе системы, вычисленной при использовании точных решений и рассматриваемого приближенного. При рассмотрении относительных колебаний достаточная точность приближенных расчетов обеспечивается, если принимать $\Delta\omega_i = \frac{\delta_i p_i}{\pi}$ [12].

Если в возмущении, действующем на входе системы, преобладают частоты, близкие к частоте $\omega_в$, спектральная плотность на этой частоте имеет максимум (см. рис. 77, *г*). В этом случае иногда целесообразно учесть также мощность, проходящую в систему в области частот, близких к $\omega_в$. При наиболее распространенном виде корреляционной функции $G(\tau) = G(0)\, e^{-\alpha\tau}(\cos\omega_в\tau + \mu \sin\omega_в|\tau|)$ затухание корреляционной функции, определяющее ширину полосы частот вблизи $\omega_в$, характеризуется показателем степени α. Тогда, полагая в полосе частот шириной $\Delta\omega = 2\alpha$ значение спектральной плотности постоянным и равным $S(\omega_в)$, т. е. значению спектральной плотности при $\omega = \omega_в$, выражение для определения дисперсии на выходе системы получим в виде

$$D \approx 2\left[\sum_{i=1}^{i=n} S(p_i)\, K^2(p_i)\, \frac{\delta_i p_i}{\pi} + S(\omega_в)\, K^2(\omega_в)\, 2\alpha\right].$$

Как правило, если частота $\omega_в$ удалена от резонансных частот p_i системы, так как $K(\omega_в) \ll K(p_i)$, учет мощности, передаваемой в систему на этой частоте, вносит очень незначительные уточнения.

В качестве примера приведем расчетные формулы для случая действия на систему с двумя степенями свободы (рис. 69, *а*) колебаний со стороны основания, характеризуемых реализацией и корреляционной функцией, приведенными на рис. 77.

Спектральная плотность по мощности определяется выражением

$$S(\omega) = G(0)\,(\alpha - \mu\omega_в)\,\frac{\omega^2 + z^2}{\pi(\omega^4 + 2a\omega^2 + m^2)}.$$

Здесь

$$m^2 = \alpha^2 + \omega_в^2; \quad a = \alpha^2 - \omega_в^2;$$

$$z^2 = \frac{\alpha + \mu\omega_в}{\alpha - \mu\omega_в}\, m^2.$$

Коэффициенты передачи для системы, представленной на рис. 69, *а*, при кинематическом возмущении и рассмотрении относительных колебаний между массами m_1 и m_2 определим по табл. 25. При этом дисперсия стационарного случайного процесса на выходе системы, характеризующая относительное перемещение масс:

$$D = 2G(0)\,(\alpha - \mu\omega_в)\left\{\frac{p_1\delta_1\,(p_1^2 + z^2)}{(p_1^4 + 2ap_1^2 + m^4)\,(A\delta_1 + B\delta_2)^2} + \right.$$

$$+ \frac{p_2\delta_2\,(p_2^2 + z^2)}{(p_2^4 + 2ap_2^2 + m^4)\,(A\delta_2 + B\delta_1)^2} + \frac{2\alpha\,(\omega_в^2 + z^2)}{\pi\,(\omega_в^4 + 2a\omega_в^2 + m^4)} \times$$

$$\left. \times \left(\frac{k_1\omega_в^2}{m_1\left[\left(\frac{k_2}{m_2} - \omega_в^2\right)\left(\frac{k_1}{m_1} - \omega_в^2\right) - \frac{k_2}{m_1}\,\omega_в^2\right]}\right)^2\right\}.$$

В заключение следует отметить, что как характер возмущений, рассматриваемых здесь как случайные, так и типичные параметры этих возмущений изучены недостаточно. Однако при известных характеристиках процесса соответствующие расчеты уже сейчас могут дать определенное уточнение, в частности, например, при определении параметров виброизоляции.

Глава IV. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПОЛЯ И ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ДЕФОРМАЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ

В точных станках теплообразование в механизмах является основным фактором, определяющим температурное поле и температурные деформации, так как теплообразование при резании ввиду малых припусков незначительно.

Температурные деформации корпусных деталей, как правило, являются определяющими в общем балансе температурных деформаций металлорежущих станков.

Величина и характер температурных деформаций зависят от условий теплообразования, условий теплообмена с окружающей средой, взаимного расположения и базирования основных узлов и деталей.

На рис. 78 приведено температурное поле одностоечного координатно-расточного станка и траектория температурных смещений его шпинделя. Источниками теплообразования в данном случае являются механизмы шпиндельной бабки, размещенной на стойке, и двигатель главного движения, размещенный внутри стойки. Нагрев стойки указанными источниками тепла вызывает угловые и линейные смещения оси шпинделя. Вначале ось шпинделя смещается от рабочего. Затем по мере подогрева стойки ось шпинделя меняет свое угловое и линейное положение и начинает смещаться от стойки (на рабочего). Суммарные линейные смещения оси шпинделя (инструмента) в горизонтальной плоскости достигают ≈ 19 *мкм*. Температурный перепад при этом в стенках стойки не превышает 3—4° С.

На рис. 79 показаны температурные смещения шпинделя и средние температуры стенок шпиндельной бабки токарного станка мод. 1А62 на участке, входящем в размерную цепь станок—деталь—инструмент (на высоте центров). Шпиндель станка не только перемещается в вертикальной и горизонтальной плоскостях, но и меняет свое угловое положение относительно направляющих станины.

На рис. 80 приведены графики температурных смещений осей шпинделей агрегатного четырехшпиндельного расточного станка. Траектории показывают, что отход шпинделей от направляющих стойки по оси y приблизительно одинаков и равен в среднем $\Delta_y = 0{,}070$ *мм*, в то же время перемещения шпинделей по оси x

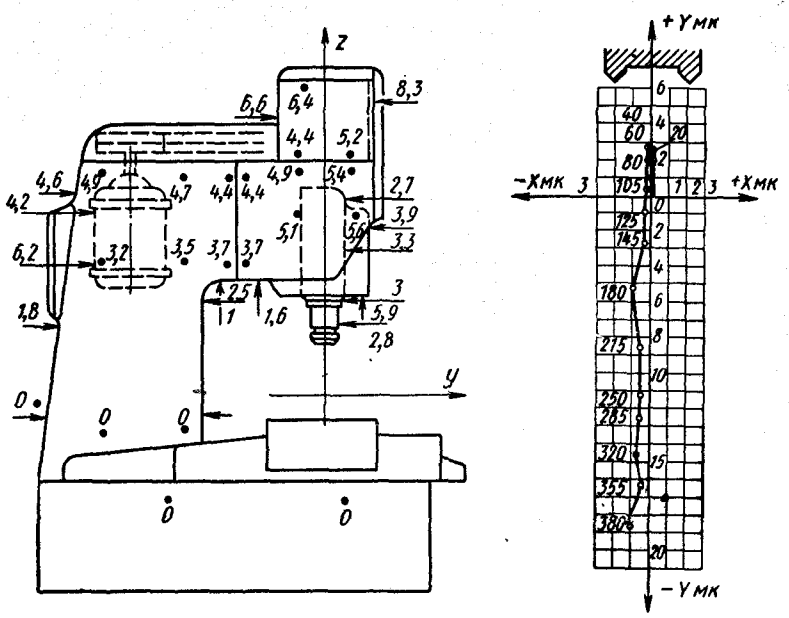


Рис. 78. Температурное поле и температурные смещения оси шпинделя координатно-расточного станка в плоскости юстировки при работе на холостом ходу с числом оборотов шпинделя $n = 1000$ в минуту

(Цифры на графике смещений указывают время работы станка в минутах. Цифры на контуре станка — избыточные температуры)

Рис. 79. Температурные смещения шпинделя и средние температуры стенок шпиндельной коробки станка мод. 1А62 при непрерывной работе станка вхолостую с $n = 1200$ *об/мин*:

1 и *2* — перемещение переднего конца шпинделя соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскостях; *3* и *4* — средние температуры стенки коробки, соответственно несущей переднюю и заднюю опоры шпинделя; *5* — непараллельность оси шпинделя направляющим станины в вертикальной плоскости

параллельно плоскости направляющих меняются как по величине, так и по направлению, увеличиваясь по мере удаления от базирующей боковой поверхности направляющей. Если продлить траектории перемещений и найти точки их пересечений, то можно заметить, что траектории пересекаются примерно в точке *O*, лежащей на пересечении базирующих поверхностей направляющих.

На рис. 81 даны температурные смещения узлов плоскошлифовальных станков с вертикальной и горизонтальной осями шпинделей. В первом станке тепло, образовавшееся в шпиндельной бабке, через стыки передается стойке станка. Точки стойки, лежащие ближе к источнику тепла — шпиндельной бабке, нагреты всегда выше, чем более отдаленные. Неравномерный нагрев стенок неизбежно вызывает деформации: искривление стойки и, как следствие, нарушение заранее заданного взаимного углового положения оси шпинделя в плоскости стола. Указанная неравномерность нагрева отдельных точек стойки сравнительно невелика и лежит в пределах 5—8° С при средней избыточной температуре корпуса шпиндельной бабки $\vartheta = 12 \div 15$° С. При этом

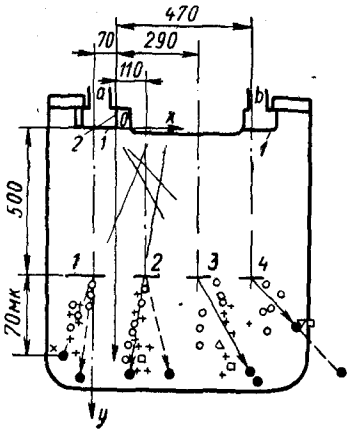


Рис. 80. Температурное поле шпиндельной коробки и температурные смещения осей шпинделя четырехшпиндельного расточного станка

(штриховые стрелки — результаты расчетов, сплошные — результаты экспериментов): *1 — 4* — номера шпинделей

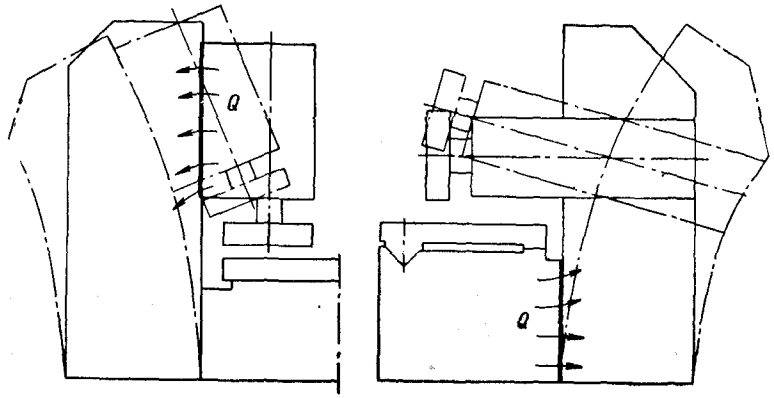


Рис. 81. Температурные деформации стенок плоскошлифовальных станков, вызванные тепловым потоком из шпиндельной бабки и из станины

нарушение заданного углового положения плоскости стола и торца шлифовального круга доходит до $\Delta\varphi = 0{,}10 \div 0{,}15$ *мм/м*.

В станке с горизонтальной осью шпинделя наиболее нагретой деталью является станина, в отсеках которой расположены механизмы и баки гидросистемы и системы охлаждения. Нагрев станины сравнительно равномерный и температурные деформации станины относительно небольшие. Тепло же, поступающее в колонну из станины, вызывает неравномерный нагрев и температурные деформации последней и, как следствие, нарушение заданного углового положения оси шпинделя и плоскости стола.

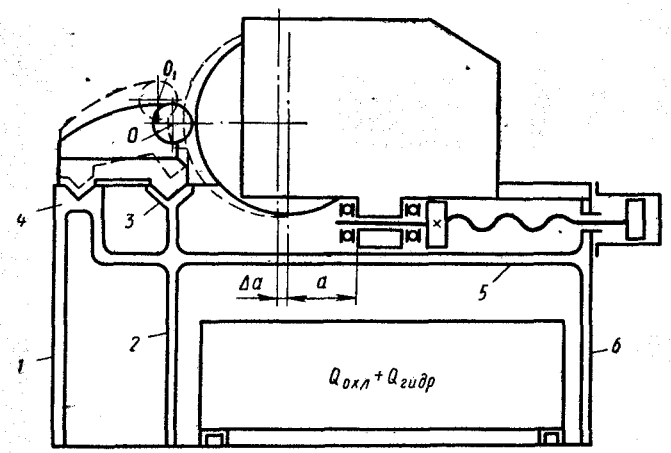


Рис. 82. Схема температурных деформаций узлов круглошлифовального станка

В универсальном круглошлифовальном станке (рис. 82) баки с маслом и с охлаждающей жидкостью, расположенные в станине, нагревают воздух внутри станины и стенки *2—6* станины, омываемые теплым воздухом. В результате нагрева стенка *2* удлиняется и становится больше стенки *1*, нагреваемой только путем теплопроводности; направляющая *3* поднимается относительно направляющей *4;* стол, несущий деталь, получает наклон и ось детали переходит из своего первоначального положения *O* в положение O_1, что приводит к увеличению размеров деталей. Практически перепад средних температур стенок *1* и *2* лежит в пределах 2—5° С, изменение диаметра обрабатываемой детали, вызываемое перепадом, — в пределах $\Delta d = 0{,}02 \div 0{,}05$ *мм*.

На рис. 83 показана схема температурных деформаций планшайбы и основания карусельного станка. Причиной деформации является теплообразование в круговых направляющих. Большая часть тепла, образовавшаяся в масляном слое, поступает в направляющие, откуда путем теплопроводности распространяется по

всему объему планшайбы и основания. Стенка *1* планшайбы, находясь ближе к направляющим, нагревается больше, чем стенка *2* (или ребра идущие от направляющей). К тому же стенка *2* находится в несколько лучших условиях охлаждения.

По тем же соображениям тепловой поток, поступающий в направляющие основания, создает неравномерное температурное поле последнего.

Неравномерность нагрева планшайбы и основания по высоте приводит к появлению температурных деформаций указанных деталей, нарушению параллельности образующих рабочих поверхностей направляющих *3* планшайбы и основания *4,* возникновению

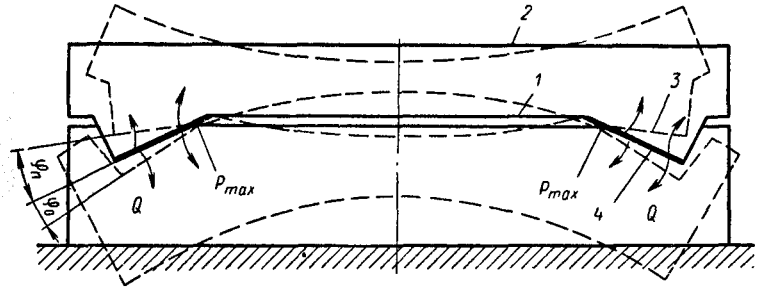


Рис. 83. Схема температурных деформаций планшайбы и основания карусельного станка, вызванных теплообразованием в круговых направляющих

кромочных давлений на внутренней зоне направляющих и, как следствие, к образованию задиров на рабочих поверхностях направляющих.

Эксперименты и расчеты показывают, что температурные деформации планшайбы могут быть значительными даже при сравнительно невысоких режимах работы, в частности при обкатке станка вхолостую и при относительно невысокой температуре направляющих. Например, для карусельного станка с диаметром планшайбы 3,2 *м*, работающего при $n = 24$ *об/мин* ($v = 2{,}15$ *м/сек*) и весе планшайбы $G = 7800$ *кг* избыточная температура направляющих поднимается примерно до 40° С, что вызывает температурные деформации планшайбы и приводит к нарушению прилегания рабочих поверхностей направляющих в результате изменения относительного углового положения рабочих поверхностей (на ширине направляющих) в пределах $\operatorname{tg}\varphi = 0{,}12/250$ *мм*.

Определение температурных деформаций корпусов шпиндельных бабок, стоек и станин

Величина и направление температурных деформаций корпусов шпиндельных бабок, влияющие на точность обработки, в основном определяются температурой стенок, входящих в

размерную цепь станок — деталь — инструмент. Обычно в коробках такими стенками являются стенки, несущие опоры шпинделей. Температурные деформации стенки могут быть определены, если ее уподобить круглому диску с внутренним радиусом, равным диаметру отверстия под подшипник, и наружным радиусом, равным линейному размеру, входящему в размерную цепь (например, высоте центров). Принимаем, что источник тепла расположен в центре рассматриваемого диска и тепло равномерно поступает в диск через поверхность внутренней расточки, что приводит к симметричному распределению температуры относительно оси диска и постоянному по его толщине.

Получающееся при указанных допущениях уравнение может быть решено в каждом частном случае, когда температура известна как функция радиуса диска. Указанная зависимость очень сложна, поэтому для практических расчетов можно принять, что температурное увеличение Δ расчетного размера корпуса шпиндельной коробки (например, высоты центров) пропорционально средневзвешенной температуре $\vartheta_{ср}$:

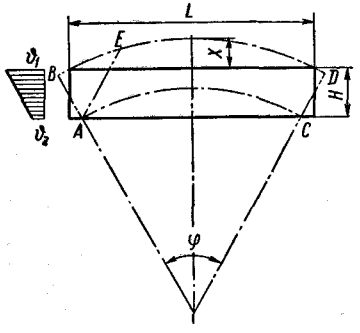


Рис. 84. Схема температурных деформаций станины при линейном распределении температур по высоте

$$\Delta = \varepsilon h \vartheta_{ср} \text{ мм};$$

$$\vartheta_{ср} = \frac{\vartheta_1 h_1 + \vartheta_2 h_2 + \dots \vartheta_n h_n}{h_1 + h_2 + \dots h_n} \text{ град},$$

где ε — коэффициент линейного расширения в $1/град$; h — расчетный размер в *мм*; $\vartheta_{ср}$ — средневзвешенная температура на участке h в *град*.

При определении средневзвешенной температуры $\vartheta_{ср}$ корпусов шпиндельных бабок следует различать два случая: 1) выделение тепла происходит в основном в механизмах, заключенных внутри коробки; стенки нагреваются примерно равномерно; 2) выделение тепла происходит в основном в опорах, размещенных в стенках коробки. Стенки нагреваются неравномерно.

Температурные деформации станин и стоек, аналогичные описанным выше, могут быть рассчитаны, если предположить, что они пропорциональны распределению средних температур.

Тогда *линейные температурные деформации* станин и стоек

$$\Delta L = \varepsilon L \vartheta_{ср} \text{ мм},$$

где L — длина станины в *мм*; ε — коэффициент линейного расширения в 1/° С; $\vartheta_{ср}$ — средневзвешенная температура в °С.

Искривление нейтральной оси станины и стрела прогиба, вызванные неравномерным распределением температур, могут быть определены, если принять линейное распределение средних температур по высоте сечения и рассматривать станину или стойку как балку.

При указанных допущениях стрела x и угол прогиба φ (рис. 84)

$$x = \frac{\varepsilon \Delta \vartheta L^2}{8H} \text{ мм}; \quad \varphi = \frac{\varepsilon \Delta \vartheta L}{H},$$

где $\Delta\vartheta$ — разность средневзвешенных температур верхней и нижней поверхностей станины в °С; H — высота сечения станины в *мм*.

Средневзвешенные температуры, определяющие величины деформаций, могут быть найдены, если известно температурное поле станины (стойки).

Определение температурных полей шпиндельных коробок

Средние температуры корпуса коробки при теплообразовании, равномерно распределенном по объему коробки. Теплообразование в шпиндельной коробке слагается из теплообразования от трения в передачах, во фрикционных муфтах и тормозах (последнее нужно учитывать только при частых включениях и торможениях механизмов).

Общее количество тепла, выделяющееся в шпиндельной коробке в единицу времени:

$$Q = \left[\frac{\sum N_i \tau_i (1 - \eta)}{A \sum \tau_i} + \frac{2z \sum E_к}{A \sum \tau_i} \right] 3600 \text{ ккал/ч},$$

где N_i — мощность, подводимая к шпиндельной коробке, в *квт*; τ_i — время использования некоторой постоянной мощности в *сек*; A — механический эквивалент тепла в *квт/ккал*; η — к. п. д.; $E_к$ — кинетическая энергия разгоняемых и тормозимых механизмов шпиндельной коробки в *кГм/сек*; z — число включений (или торможений) в течение расчетного времени.

В результате теплообразования температура корпуса шпиндельной коробки повышается до тех пор, пока количество образующегося и отводимого тепла не уравняются.

В металлорежущих станках тепло обычно отводится только естественным путем: стенками корпуса коробки в окружающий воздух и через контактирующие поверхности в сопрягаемые детали. Исключение составляют точные станки шлифовальной группы, в которых имеются холодильные установки.

Количество тепла Q, отдаваемого поверхностью коробки в окружающую среду за некоторый промежуток времени, определяется на основании закона Ньютона:

$$Q_1 = \alpha_1 S (t_к - t_0) = \alpha_1 S \vartheta_к \text{ ккал/ч},$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи (табл. 30) в $ккал/м^2 \cdot ч\,°С$; S — площадь наружной теплоотдающей поверхности корпуса коробки в $м^2$; $t_к$ — средняя температура стенок корпуса в °С;

t_0 — температура окружающей среды в °С; $\vartheta_к$ — средняя избыточная температура стенок корпуса [1] в °С.

Таблица 30

Значения коэффициентов теплоотдачи поверхностей деталей станков

Поверхности деталей станков	α в *ккал/м² · ч °С*
Со свободным конвективным движением воздуха:	
тяжелых станков	3
средних и легких	4—6
Непосредственно не имеющие обдува, но примыкающие к хорошо обдуваемым поверхностям	12—15
Имеющие выходящие гладкие валы, вращающиеся с числом оборотов не более $n = 100$ в минуту	12—15
Имеющие воздушные потоки, создаваемые выходящими валами при $n = 300 \div 1000$ *об/мин*	25—30
Хорошо обдуваемые воздушными потоками, создаваемыми вращающимися патронами, абразивными кругами, шкивами и т. д.:	
$n = 500 \div 1000$ *об/мин*	50—60
$n = 1000 \div 2000$ »	60—80
$n = 2000 \div 3000$ »	80—100
Коробок, имеющих жалюзи:	
при отсутствии движения воздуха внутри коробок	100
при усиленном движении воздуха внутри коробок	300

Количество тепла, отдаваемого корпусом шпиндельной коробки в сопряженные детали (станину, каретку или плиту), практически может быть подсчитано, если сопряженную деталь рассматривать как дополнительное ребро охлаждения бесконечной длины и произвольного профиля.

При указанном допущении количество тепла, отдаваемого в сопряженную деталь, определяется: теплопроводностью стыка коробки и сопряженной детали; теплоотдачей сопряженной детали — бесконечного ребра — в окружающую среду.

Средняя избыточная температура корпуса

$$\vartheta_к = \frac{Q}{\alpha_1 S_1 + \dfrac{\alpha_{cm} F \sqrt{\alpha_2 \lambda F_2 U_2}}{\alpha_{cm} F + \sqrt{\alpha_2 \lambda F_2 U_2}}} \; град,$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи корпуса коробки в *ккал/м² · ч* °С; α_{cm} — коэффициент теплопроводности стыка в *ккал/м² · ч* °С (табл. 31); α_2 — коэффициент теплоотдачи сопрягаемой детали (см. табл. 30) в *ккал/м² · ч* °С; λ — коэффициент теплопроводности материала сопрягаемой детали в *ккал/м · ч* °С; S_1 — площадь теплоотдающей поверхности корпуса коробки в *м²*; F — площадь контакта сопрягаемых деталей в *м²*; F_2 — площадь поперечного сечения сопряженных деталей в *м²*; U_2 — периметр контура теплоотдающей поверхности сопрягаемой детали в *м*.

Теплопроводность стыка корпуса коробки и станины при шабренных или шлифованных контактирующих поверхностях сравнительно велика (см. табл. 31). Поэтому влиянием стыка на тепловой поток в сопряженную деталь, как правило, можно пренебречь (ошибка не превосходит 5—8%). Средняя температура шпиндельной коробки в этом случае подсчитывается по более простой формуле:

$$\vartheta_к = \frac{Q}{\alpha_1 S_1 + \sqrt{\alpha_2 \lambda F_2 U_2}} \; град.$$

Таблица 31

Значение коэффициентов теплопроводности контактирующих поверхностей стыков

Обработка контактирующих поверхностей; наличие смазки	α_{cm} в *ккал/м² · ч °С*
Обе шлифованием:	
сухие	1500
с маслом	2300
Первая — шлифованием, вторая — шабрением:	
сухие	1800
с маслом	5200
Обе шабрением:	
сухие	2200
с маслом	3700

Температурные поля стенок коробок, имеющих сосредоточенный источник тепла (подшипники). В станках ряда типов теплообразование в шпиндельных подшипниках полностью определяет температурное поле стенки шпиндельной коробки на участке, определяющем геометрическую точность станка. Температурное поле стенки в этом случае неравномерно: точки, лежащие около подшипника, нагреты интенсивнее точек более удаленных.

Температурное поле стенки, несущей подшипник с интенсивным теплообразованием, определяется как температурное поле круглой пластины (ребра) с наружным диаметром, равным диаметру окружности, описанной из центра подшипника через наиболее удаленный угол стенки и имеющей концентричное отверстие, равное диаметру расточки под подшипник. При этом тепловой поток, идущий из подшипника, симметричен относительно оси пластины и постоянен по ее толщине.

Температура ϑ отдельных точек стенки на радиусе r при указанных допущениях может быть определена по формуле

$$\vartheta = \vartheta_1 \frac{J_0(mr) K_1(mr_2) + J_1(mr_2) K_0(mr)}{J_0(mr_1) K_1(mr_2) + J_1(mr_2) K_0(mr_1)} \; град;$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_1}{\lambda \delta}},$$

где ϑ_1 — температура подшипника, масляного слоя или колец (определение см. том II, раздел VI) в °С; r_1 — радиус расточки

[1] В дальнейшем буквой ϑ всюду обозначается избыточная температура, буквой t — температура, отсчитываемая от нуля стоградусной шкалы.

под подшипник в *м*; r_2 — радиус окружности, описанный вокруг стенки из центра подшипника, в *м*; r — расчетный радиус в *м*; α_1 — коэффициент теплоотдачи стенки в *ккал/м²·ч* °С; λ — коэффициент теплопроводности в *ккал/м·ч* °С; δ — толщина стенки в *м*; $J_0(x)$; $J_1(x)$; $K_0(x)$; $K_1(x)$ — Бесселевы функции мнимого аргумента.

Когда основное тепловыделение происходит в шпиндельном подшипнике, тепловыделение остальных подшипников можно не учитывать.

Если тепловыделение в подшипниках соизмеримо или они находятся на участке, входящем в размерную цепь, температурное поле подсчитывается указанным путем для каждого из источников тепла с учетом теплового потока соседних подшипников.

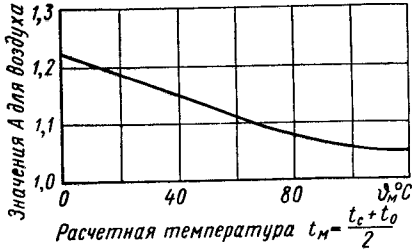


Рис. 85. Значения коэффициента A для воздуха [25]

Коэффициент теплоотдачи α, характеризующий условия теплообмена между поверхностью твердого тела и соприкасающимися с нею газом или жидкостью, является функцией физических констант жидкости или газа, состояния поверхности, перепада температур, скорости движения жидкости или газа.

Обычно значения коэффициента теплоотдачи определяются экспериментальным путем и даются в общем случае в виде критериального уравнения, которое для практических расчетов представляется в размерном виде [25].

Условия охлаждения отдельных деталей в металлорежущих станках весьма разнообразны. Например, около стенок шпиндельных коробок, расположенных вблизи вращающихся шкивов или патронов, воздух с большой скоростью увлекается вращающимися деталями. В то же время около стенок станины, ножек, баков и т. д. практически не имеется принудительного движения воздуха и они охлаждаются естественным конвективным движением воздуха. Отсюда следует, что и коэффициенты теплоотдачи отдельных деталей и даже отдельных поверхностей деталей сильно разнятся между собой.

Значения коэффициента теплоотдачи для необдуваемых поверхностей охлаждения станка наиболее точно могут быть определены по формуле теплоотдачи вертикальных плит при естественной конвекции:

$$\alpha = 5{,}62 \cdot A_1 k \left(\frac{\Delta t}{l}\right)^{0{,}25} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч °С},$$

где A_1 — коэффициент, учитывающий температуру и физические константы воздуха (рис. 85); $\Delta t = t_c - t_0$ — перепад температур

в *град*; k — коэффициент, учитывающий положение теплоотдающей поверхности; l — линейный размер, определяющий параметры поверхности охлаждения (высота — для вертикальной стенки, меньшая сторона — для горизонтальной стенки), в *мм*; t_c — температура поверхности стенки в *град*; t_0 — температура окружающей среды в *град*.

Если теплоотдающая поверхность обращена вниз, $k = 0{,}7$; если теплоотдающая поверхность расположена вертикально, $k = 1{,}0$; если теплоотдающая поверхность обращена вверх, $k = 1{,}3$.

Обычно средняя избыточная температура стенок шпиндельных коробок (коробок скоростей) колеблется в пределах 10—30° С; Соответственно значения коэффициентов теплоотдачи, подсчитанные по формуле, приведенной выше, меняются в пределах $\alpha = 3{,}0 \div 6{,}0$ *ккал/м²·ч* °С. Однако, как показали проведенные эксперименты, наличие на стенках коробок рукояток, фланцев, винтов, переходов, а также некоторое дополнительное движение воздуха, создаваемое работой как самого станка, так и окружающих машин, примерно на 30% увеличивает полученные значения коэффициента теплоотдачи (для стенок небольших и средних станков).

Значительно сложнее определение коэффициента теплоотдачи для стенок с вынужденным движением окружающего воздуха, т. е. для стенок, имеющих выходящие валы с насаженными шкивами, патронами, шестернями и т. д. Сложность геометрических форм и неопределенность скоростей воздушных потоков около указанных стенок не позволяет пользоваться критериальными формулами теплоотдачи для расчетного определения коэффициентов теплоотдачи. Обычно в этом случае пользуются значениями коэффициентов теплоотдачи, определенными экспериментальным путем для поверхностей и условий обдува, наиболее характерных для металлорежущих станков (см. табл. 30).

Условия теплоотдачи каждой из стенок коробки различны, поэтому коэффициент теплоотдачи коробки, входящий в формулы (на стр. 636), представляет собой средневзвешенное коэффициентов теплоотдачи отдельных поверхностей и может быть определен по формуле

$$\alpha_c = \frac{\alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2 + \ldots + \alpha_n S_n}{S_1 + S_2 + \ldots + S_n},$$

где α_n — коэффициент теплоотдачи отдельной стенки в *ккал/м²·ч* °С; S_n — площадь стенки в *м²*.

Количество тепла, отдаваемого в сопрягаемую деталь, в значительной степени зависит от теплопроводности стыка.

Тепловой поток через контактирующие поверхности отличается от теплового потока через равновеликую площадь сплошного образца. Это объясняется тем, что при соприкосновении двух реальных поверхностей между ними образуется некоторое количество

маленьких площадок действительного металлического контакта, остальная (бóльшая) часть поверхностных слоев разделена слоем воздуха и масла. В этом случае тепловой поток, проходящий через контактирующие поверхности, может быть разбит на две части: тепловой поток, проходящий через площадь непосредственного контакта, и тепловой поток, проходящий через тонкую прослойку воздуха или масла.

Для практических расчетов сложный процесс теплопередачи через стык может быть рассмотрен как эквивалентный процесс передачи тепла путем соприкосновения. Для этого необходимо ввести некоторый эквивалентный коэффициент теплопередачи стыка. В этом случае количество тепла, переданное путем соприкосновения, определяется следующим выражением:

$$Q_c = \alpha_{cm} F (\vartheta_1 - \vartheta_2) \ ккал/ч,$$

где α_{cm} — коэффициент теплопроводности стыка, представляющий собой количество тепла, проходящее в единицу времени через единицу площадки стыка при перепаде температур контактирующих поверхностей в 1° С, в *ккал/м²·ч* °С; F — площадь стыка в *м²*; ϑ_1 и ϑ_2 — избыточные температуры контактирующих поверхностей в °С.

Значения коэффициентов теплопроводности стыков, зависящие от качества обработки контактирующих поверхностей, степени их прилегания, наличия и толщины масляной пленки, физических констант контактирующих тел и т. д:, сравнительно просто определяются экспериментально методом сравнения тепловых потоков, проходящих через равновеликие образцы, выполненные из одного материала и отличающиеся тем, что один образец выполнен сплошным, а второй — составным. Значения коэффициентов теплопроводности стыков, определенные указанным путем на чугунных образцах, приведены в табл. 31.

Интересно отметить, что тепловой поток, проходящий через составной чугунный образец высотой 120 *мм* с тремя сухими шлифованными стыками, эквивалентен тепловому потоку, проходящему через сплошной образец из того же материала и того же диаметра, но высотой 200 *мм*.

Процесс разогрева коробок скоростей. Процесс разогрева корпусов коробок скоростей длится от 4 до 12 *ч*, в зависимости от типоразмера и конструкции станка. Основной прирост температуры (до 70—75%) происходит в первой половине времени разогрева (рис. 86).

Большое влияние на характер кривой разогрева и конечную температуру узла имеют кратковременные остановки станка; так, например, после 7 *ч* непрерывной работы станка мод. А95 средняя избыточная температура корпуса шпиндельной коробки была $\vartheta = 12{,}4°$ С. После тех же 7 *ч* работы станка по циклу 45 *мин* работы остановка длительностью 15 *мин* средняя избыточная температура корпуса коробки снизилась до $\vartheta = 7{,}8°$ С, т. е. примерно на 26%.

Средняя избыточная температура узла ϑ в любой момент времени работы станка может быть подсчитана по формуле

$$\vartheta = (1 - \psi)\left[\vartheta_0 e^{-\frac{\alpha S \tau}{c_m G}} + \frac{Q}{\alpha S}\left(1 - e^{-\frac{\alpha S \tau}{c_m G}}\right)\right] \ град,$$

где Q — теплообразование в механизмах коробки в *ккал/ч*; S — площадь теплоотдающей поверхности коробки в *м²*; τ — время с

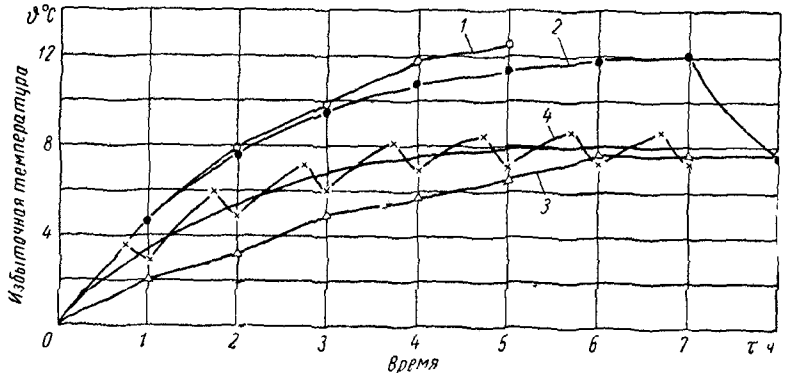


Рис. 86. Изменение средней температуры шпиндельной коробки четырехшпиндельного расточного станка в зависимости от условий работы на холостом ходу при $n = 110$ *об/мин* (потери на трение в механизмах коробки $N = 1{,}0$ *квт*):

1 — экспериментальная кривая нагрева при непрерывной работе; *2* — расчетная кривая нагрева при непрерывной работе; *3* — экспериментальная кривая нагрева при 15—20-минутных остановках через каждые 45 *мин* работы; *4* — расчетная кривая нагрева при 15-минутных остановках через каждые 45 *мин* работы

момента начала работы (нагрева) узла в *ч*; α — средневзвешенный коэффициент теплоотдачи узла *ккал/м²·ч* °С; G — вес узла в *кГ*; c_m — средневзвешенная теплоемкость узла в *ккал/кГ*° С; ϑ_0 — начальная температура коробки в °С; e — основание натурального логарифма; ψ — коэффициент, учитывающий количество тепла, отдаваемого коробкой в контактирующие детали.

Значение коэффициента ψ определяется с помощью зависимостей, приведенных на стр. 636. Для станков токарной, сверлильной и шлифовальной групп (в том числе и агрегатных) значение $\psi = 0{,}15 \div 0{,}20$.

Детали шпиндельных коробок изготовляют из материалов различной теплоемкости; кроме того, обычно в коробке имеется масляная ванна, поэтому в формуле для ϑ коэффициент

теплоемкости коробки должен быть представлен как средневзвешенный коэффициент теплоемкости:

$$c_m = \frac{c_1G_1 + c_2G_2 + \ldots + c_nG_n}{G_1 + G_2 + \ldots + G_n} \text{ ккал/кГ °С},$$

где c_n и G_n — теплоемкость и вес отдельных деталей узла. Если станок нагревается от температуры окружающей среды, то $\vartheta_0 = 0$ и формула упрощается:

$$\vartheta = (1 - \psi)\frac{Q}{\alpha S}\left(1 - e^{-\frac{\alpha S \tau}{c_m G}}\right) \text{ град}.$$

Определение температурных полей станин и стоек

Наиболее характерной схемой нагрева станины является такая, в которой тепло поступает в станину на отдельном участке, соизмеримом с общими размерами станины. Точное решение уравнения температурного поля станины представляет большие трудности. Проведенные эксперименты показали, что практически температуру отдельных точек станины (стойки) можно определить путем разбивки станины на отдельные участки (рис. 87): участок *a*, через верхнюю стенку которого тепло поступает в станину; участки *b* и *c*, отводящие тепло от участка *a*. Участок *a* рассматривается как ребро конечной длины. Предполагается, что температура точек участка *a* изменяется в направлении *x*. Участки *b* и *c* рассматриваются как ребра бесконечной длины. Принимается, что температура на участках *b* и *c* изменяется как по оси *x*, так и по оси *y*. Температура точек участков *b* и *c* вдоль оси *y* определяется путем разбивки их, в свою очередь, на отдельные участки b_1, b_2... b_n, c_1, c_2,..., c_n, каждый из которых рассматривается как конечное ребро с начальной средней температурой ϑ_{x1}, ϑ_{x2}, ..., ϑ_{x_n}. Причем принимается, что теплоотдача от участков по оси *x* отсутствует, и участки отдают тепло только по оси *y* и в окружающую среду.

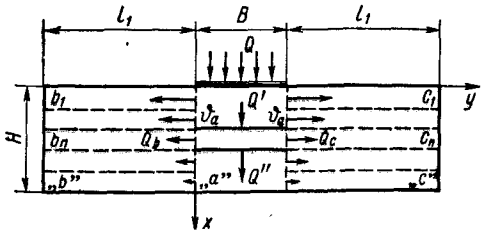


Рис. 87. Схема к расчету температурного поля станины

При указанных допущениях уравнения для определения температуры ϑ_2 поверхностей направляющих станины, контактирующих с нагретым корпусом шпиндельной коробки, и температуры ϑ_a отдельных точек стенок станины на участке *a* имеют вид

$$\vartheta_2 = \frac{\alpha_{cm} F \vartheta_1}{\alpha_{cm} F + \sqrt{\alpha\lambda F_p U}} \text{ град};$$

$$\vartheta_a = \vartheta_2 \frac{\operatorname{ch}[m(x - H)]}{\operatorname{ch}(mH)} \text{ град};$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta} + \frac{n}{B}\operatorname{th}\left[\sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}}\, l\right]},$$

где α_{cm} — коэффициент теплопроводности стыка (см. табл. 31) в *ккал/м² · ч* °С; F — площадь соприкосновения контактирующих поверхностей в *м²*; ϑ_1 и ϑ_2 — температуры контактирующих поверхностей корпуса шпиндельной коробки и станины в °С; α — коэффициент теплоотдачи в *ккал/м² · ч* °С; λ — коэффициент теплопроводности в *ккал/м · ч* °С; F_p — площадь сечения стенки, отводящей тепло от контактирующих поверхностей, в *м²*; U — периметр теплоотдающей поверхности стенки, отводящей тепло, в *м*; B — длина участка, на котором тепло переходит в станину (см. рис. 87), в *м*; n — коэффициент, равный 2, если тепло от участка *a* отводится в участки *b* и *c* в обе стороны станины, и равный 1, если тепло отводится лишь в одну сторону (например, в стойках, см. рис. 81); H — высота станины в *м*; $l = l_1 + \frac{1}{2}l_2$, l_2 — ширина станины в *м*.

Температурное поле стенок станины на участках b_n и c_n определяется, если эти участки рассматривать как ребра конечной длины l, тогда

$$\vartheta = \vartheta_a \frac{\operatorname{ch}[m_1(x - l)]}{\operatorname{ch}(m_1 l)} \text{ град};$$

$$m_1 = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}},$$

где ϑ_a — средняя избыточная температура на расчетном участке b_n или c_n в °С.

Для практических расчетов, как правило, определяют не все температурное поле, а среднее температуры в верхнем и нижнем сечениях станины.

Методы снижения влияния температурных деформаций корпусных деталей на точность обработки

Температурные деформации корпусных деталей могут быть снижены путем: а) уменьшения нагрева корпусных деталей; б) выравнивания температурного поля; в) направления температурных деформаций в сторону, не влияющую на точность обработки; г) выполнения корпусных деталей из материалов с малыми коэффициентами линейного расширения.

Уменьшение нагрева достигается снижением потерь в механизмах станка, теплоизоляцией источников тепла с помощью специаль-

ных теплоизолирующих кожухов, прокладок и экранов и направлением потоков теплого воздуха, идущего от нагретых узлов (например, от электродвигателей) по специальным каналам, ограничивающим контакт нагретого воздуха непосредственно со стенками корпусных деталей. Так, на рис. 88 приведена схема координатно-расточного станка, в котором тепловой поток из коробки скоростей ограничен введением теплоизолирующих прокладок и теп-

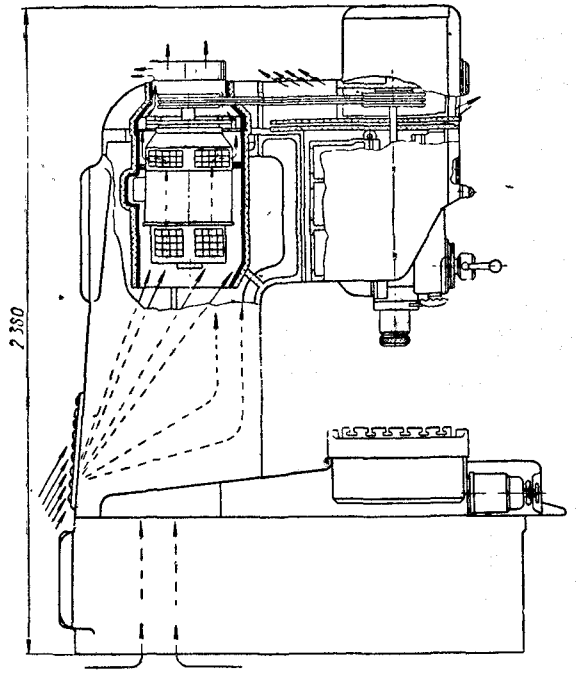


Рис. 88. Схема теплоизоляции источника тепла в координатно-расточном станке

лового экрана, а электродвигатель главного движения заключен в кожух с теплоизолированными стенками.

На рис. 89 приведено температурное поле шлифовального станка с вертикальным расположением шпинделя. Основным источником тепла в этом станке является шпиндельная бабка, имеющая встроенный электродвигатель мощностью $N = 25{,}4$ *квт*. Механические и электрические потери в механизмах бабки вызывают сравнительно высокий нагрев корпуса бабки и нагрев связанных с ней деталей, в первую очередь — стойки. Неравномерный нагрев колонны вызывает искривление оси шпинделя и изменение взаимного углового положения торца шлифовального круга и стола (см. рис. 81), вызывающее появление непараллельности торцов изделий, доходящее до 0,010—0,012 *мм* на 100 *мм* длины изделия.

Для снижения температурных деформаций стойки и повышения точности обработки искусственно подогревали менее нагретые участки стойки. Для этого воздух, продуваемый через электродвигатель шпиндельной бабки (для охлаждения последнего), подавали в стойку с помощью специальных металлических шлангов.

Температура подаваемого воздуха меняется по мере разогрева шпиндельной бабки, и компенсация температурных деформаций поэтому осуществляется автоматически. В результате температурное поле станка стало более равномерным, непараллельность

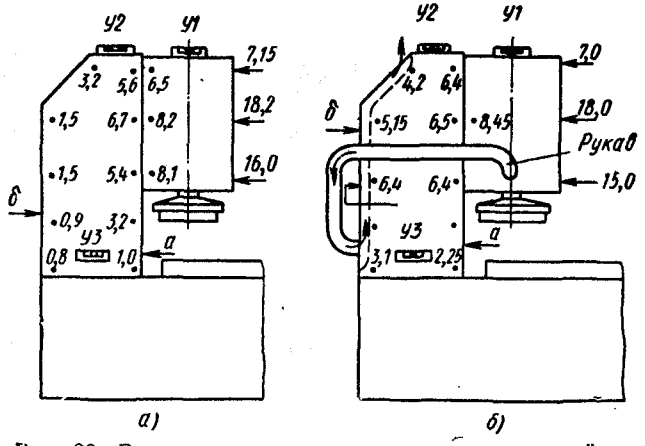


Рис. 89. Выравнивание температурного поля стойки плоскошлифовального станка и снижение температурных деформаций стойки подогревом наименее нагретых участков стойки:

а — температурное поле станка до введения подогрева; *б* — после введения подогрева и схема установки рукава, подающего воздух для обогрева задней стенки стойки (Цифрами на контуре станка указаны избыточные температуры)

торцов шлифовальных изделий снизилась до 0,003—0,004 *мм* на 100 *мм* длины изделия.

Правильный выбор расположения базирующих поверхностей, определяющих направление температурных деформаций, позволяет резко снизить влияние последних на точность размеров обрабатываемой детали. В частности, в шлифовальных станках перемещения оси шлифовального круга, вызванные температурным удлинением корпуса шлифовальной бабки, снижаются с уменьшением расстояния от опоры винта поперечной подачи до вертикальной плоскости, проходящей через ось шпинделя (см. рис. 82).

На рис. 90 показана конструкция температурного компенсатора, позволяющего компенсировать температурные деформации корпуса шлифовальной бабки бесцентрового круглошлифовального станка и одновременно температурные деформации винта поперечной подачи. Компенсатор выполнен в виде полого

кронштейна *1*, жестко прикрепленного к станине, в которой размещена опора винта поперечной подачи *2*. Через полости *3* кронштейна прокачивается масло, идущее из подшипников шпинделя шлифовального круга. По мере нагрева подшипников шлифовального шпинделя и корпуса шлифовальной бабки прокачиваемое масло нагревает кронштейн и вызывает температурные деформации по-

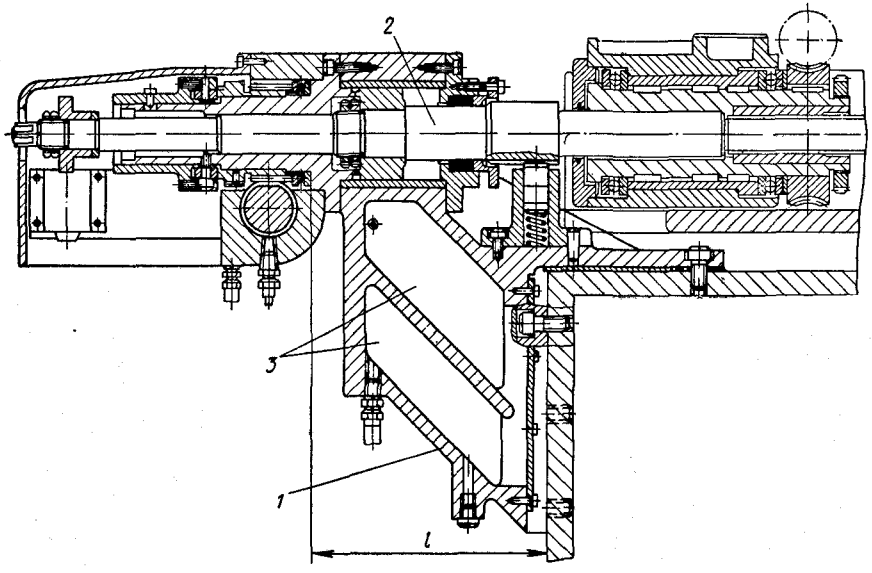


Рис. 90. Температурный компенсатор бесцентрового круглошлифовального станка [33]

следнего. Температурные деформации кронштейна, будучи направлены в сторону, обратную температурным удлинениям корпуса и винта, в той или иной степени компенсируют последние. Точность компенсирования определяется правильностью назначения размера *l*, выбираемого, исходя из температур прокачиваемого масла и температурных деформаций корпуса шлифовальной бабки и винта поперечной подачи.

Глава V. УНИФИКАЦИЯ ЭЛЕМЕНТОВ НЕСУЩИХ СИСТЕМ СТАНКОВ

Современное развитие конструкций станков и их производство тесно связано с созданием гамм станков, объединенных общими конструктивными решениями и системой унификации деталей и узлов. Гаммы станков позволяют удовлетворить потребности промышленности в станках разнообразного исполнения при

минимальной номенклатуре узлов и деталей, что создает условия для увеличения серийности производства вплоть до возможности организации специализированных производств деталей и узлов.

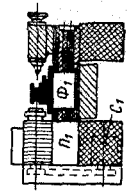
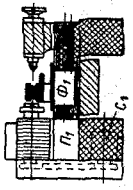
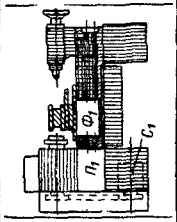
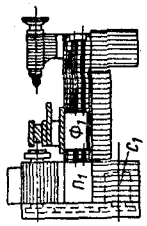
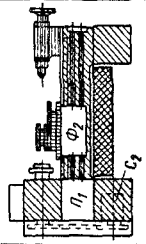
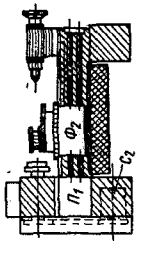
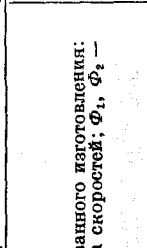
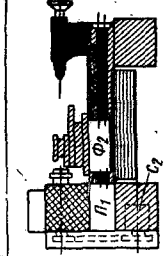
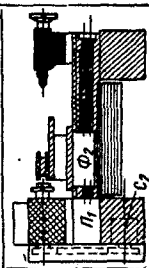
Среди всех составных частей станков возможна унификация элементов несущих систем (стоек, станин, оснований, салазок ползунов и т. п.) при следующих основных условиях: а) габариты и присоединительные размеры унифицированных деталей, имеющих одинаковое функциональное назначение, должны позволять компоновать станки различных размеров и типов в экономически целесообразных пределах; б) геометрические характеристики поперечных сечений и присоединительных мест унифицированных деталей, работающих совместно с оригинальными деталями, должны обеспечивать жесткость и виброустойчивость системы соответственно технологическим требованиям, предъявляемым к станку.

Следует различать применение унифицированных элементов несущих систем при образовании: 1) размерных модификаций, отличающихся основным размером обрабатываемых деталей, но имеющих одинаковые технологические назначения, силовые характеристики и полное конструктивное подобие; 2) станков различных типов, отличающихся технологическим назначением.

Обычно у ряда базовых моделей с увеличением наибольшего размера обрабатываемой детали размеры поперечных сечений и присоединительных мест несущих деталей увеличиваются, что определяется необходимостью производительной обработки деталей, у которых с увеличением размеров припуски на обработку значительно возрастают. Между тем имеются детали, у которых при относительно больших размерах припуски практически сохраняются такими же, как у деталей меньших размеров, вследствие чего обработка их на базовых станках приводит к увеличению себестоимости механической обработки, расхода металла на изготовление станков и производственной площади, занимаемой станками. И наоборот, имеются детали относительно меньших размеров, но требующие более высоких силовых характеристик станков по сравнению с характеристиками базовой модели вследствие значительных припусков на обработку. Перечисленные выше требования могут быть удовлетворены путем образования размерных модификаций без создания и освоения производства станков оригинальных конструкций.

Размерные модификации образуются изменением наибольшего размера обрабатываемой детали базового станка при преимущественном сохранении элементов несущей системы и узлов. При образовании таких модификаций в токарных станках изменяется высота центров, в токарно-карусельных, продольно-строгальных, продольно-фрезерных и продольно-шлифовальных станках — расстояние между стойками, в консольно-фрезерных — вылет консоли, в многошпиндельных автоматах и полуавтоматах — расстояние между осями шпинделей при одинаковом диаметре шпиндельного

Таблица 32

Силовые характеристики станков, G в $кГ$ и L в $мм$	Наибольший диаметр обрабатываемой детали (D) над станиной в $мм$				
	250	320	400	500	630
$N_1 = 3{,}9$ $квт$ $M_{к_1} = 40$ $кГ\,м$ $G = 1250 \div 1350$ $L = 350;\ 500$					
$N_2 = 5{,}5$ $квт$ $M_{к_2} = 63$ $кГ\,м$ $G = 1600 \div 1800$ $L = 500;\ 710;$ 1000					
$N_3 = 8{,}5$ $квт$ $M_{к_3} = 100$ $кГ\,м$ $G = 2000 \div 2280$ $L = 710;\ 1000;$ 1400					
$N_4 = 10$ $квт$ $M_{к_4} = 160$ $кГ\,м$ $G = 3000 \div 3400$ $L = 1000;\ 1400;$ 2000					

Примечание. Узлы централизованного изготовления: $П_1$ — коробка подач; $С_1$, $С_2$ — коробка скоростей; $Ф_1$, $Ф_2$ — фартук.

барабана и т. д. Система построения размерных модификаций может быть представлена на примере единой гаммы токарных станков с $D = 250 \div 500$ *мм* (табл. 32). У ряда базовых моделей 16Б11, 16Б16, 16Б20 и 16Б25, расположенных по диагонали, с увеличением основного размера силовые характеристики, а следовательно, размеры поперечных сечений и мест закрепления деталей несущих систем возрастают. Изменением высоты центров базовых моделей образованы облегченные модификации мод. 16Л16, 16Л20, 16Л25, 16Л30 (расположены в горизонтальных рядах). Например, облегченная модификация станка с $D = 400$ *мм* мод. 16Л20 получена путем увеличения высоты центров базового станка мод. 16Б16 со 175 до 200 *мм*. Для этого корпус шпиндельной бабки делают с увеличенным на 25 *мм* расстоянием от оси шпиндельной расточки до нижней привалочной плоскости корпуса или между шпиндельной бабкой и станиной устанавливается проставок высотой, равной 25 *мм*.

Поперечные салазки суппорта на облегченной модификации усиливаются вследствие увеличения их толщины при неизменной ширине, с тем чтобы уменьшить прогиб консоли при обработке деталей диаметром от 320 до 400 *мм*. Поворотную часть верхних салазок и мостик задней бабки также увеличивают по высоте, с тем чтобы расположить соответственно вершину резца и центр задней бабки на уровне поднятой относительно направляющих станины оси центров. Аналогичными методами образуют облегченные модификации и других размеров.

Кроме унификации элементов несущей системы, в новой гамме токарных станков унифицированы коробки скоростей, коробки подач и фартуки, что создало условия для централизованного их изготовления.

Технико-экономические показатели централизованного производства унифицированных деталей в % к децентрализованному производству следующие: трудоемкость изготовления деталей и узлов — 71,5; потребные площади (без бытовых) — 64; количество работающих (в том числе рабочих) 70,5 (68,5); количество автоматов и полуавтоматов в производстве станков (на головных заводах, занимающихся в основном только изготовлением корпусных деталей и сборкой станков) — 155; капитальные вложения на освоение новых конструкций станков — 73; себестоимость изготовления станков — 78.

Для восьми моделей станков гаммы вместо разных элементов для каждой модели при унификации используются четыре модификации основных корпусных деталей. Разными для всех станков выполняются только мостики задних бабок, поворотные части, поперечные салазки. Достигнутый объем унификации Q в % может быть определен по формуле

$$Q = \frac{q_1 - q_2}{q_1} 100\%,$$

где q_1 и q_2 — количество наименований оригинальных деталей или узлов соответственно без применения и с применением унификации.

Для рассматриваемой гаммы станков достигнутый объем унификации десяти элементов несущей системы составит 27,8%.

Конструкция станины и корпуса шпиндельной бабки базовых станков показана на рис. 91 и 92, а их основные размеры — в табл. 33.

Таблица 33

Обозначение размеров		Модели станков			
		16Б11	16Б16	16Б20	16Б25
		Наибольший диаметр устанавливаемой детали над станиной /наибольшая длина обрабатываемой детали в *мм*			
		250/500	320/710	400/1000	500 /1400
Станины (рис. 91)	*A*	197	260	337	400
	B	300	335	423	490
	C	13	15	18	20
	H	318	340	358	450
	E	168	230	320	420
	F	100	110	130	150
	L	1482	1825	2265	2890
Корпусы шпиндельных бабок (рис. 92)	*A*	465	525	585	680
	B	245	302	360	410
	C	375	390	452	540
	D	100	115	152,4	180
	D_1	90	95	140	150
	E	45	50	68	80
	F	25	30	34	50
	H	12	13	15	18

В табл. 34 представлена схема построения ряда базовых моделей и размерных модификаций токарно-карусельных станков с $D = 3200 \div 8000$ *мм*. На основе каждой базовой модели 1540, 1550 и 1563 соответственно с наибольшим диаметром обрабатываемого изделия 4000, 5000 и 6300 *мм* получены тяжелые модификации мод. 1532Т, 1540Т и 1550Т путем уменьшения расстояния между стойками и облегченные модели КУ50, КУ63 и 1680Л путем увеличения расстояния между стойками. В первом случае применяют основания меньших размеров в соответствии с уменьшенным расстоянием между стойками, во втором между стойками и основанием устанавливают проставки. Достигнутый объем унификации элементов несущей системы по всей гамме составит 57,5%.

Опыт производства токарно-карусельных станков на Коломенском заводе тяжелых станков показал, что применение широкой унификации деталей и узлов позволило повысить серийность

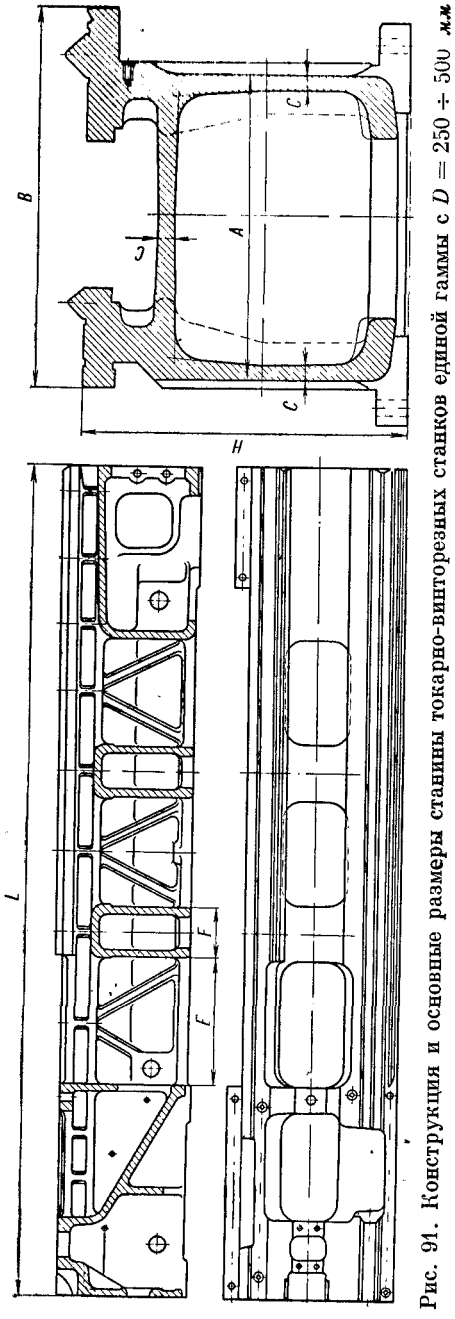


Рис. 91. Конструкция и основные размеры станины токарно-винторезных станков единой гаммы с $D = 250 \div 500$ *мм*

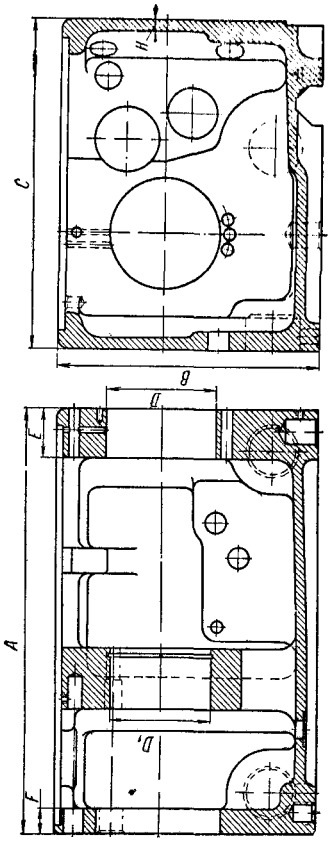
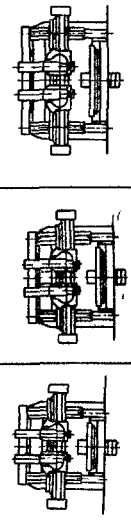
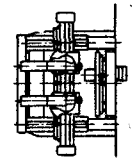
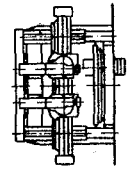
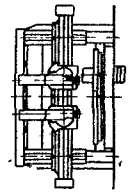
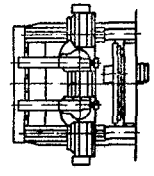
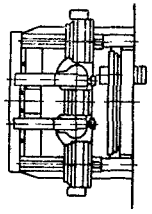
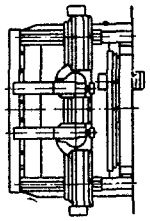


Рис. 92. Конструкция и основные размеры корпуса шпиндельной бабки токарно-винторезных станков единой гаммы с $D = 250 \div 500$ *мм*

Таблица 34

Силовые характеристики станков l	Высота в *мм*	Диаметр обрабатываемой детали в *мм*				
		3200	4000	5000	6300	8000
$N_1 = 63$ *квт* $M_{кр_1} = 12\,500 \div 16\,000$ *кГм* $P_1 = 10$ *т*; $Q_1 = 40 \div 50$ *т*	2000				—	—
$N_2 = 125$ *квт* $M_{кр_2} = 20\,000 \div 25\,000$ *кГм* $P_2 = 12{,}5$ *т* $Q_2 = 63 \div 80$ *т*	2500	—				—
$N_3 = 125$ *квт* $M_{кр_3} = 40\,000$ *кГм* $P_3 = 16$ *т* $Q_3 = 100 \div 125$ *т*	3200	—	—			

деталей в среднем в 3,5 раза. Проведение типизации технологических процессов, создание замкнутых технологических участков позволило увеличить производительность труда при обработке деталей на 28%.

Несмотря на то что большинство характеристик для размерных модификаций, расположенных в горизонтальных рядах, остаются неизменными, условия нагружения несущей системы могут существенно быть другими, так как точки приложения внешних сил относительно осей и мест закрепления элементов системы смещаются. В связи с этим в облегченных модификациях жесткость, виброустойчивость, точность и другие показатели могут снизиться до недопустимых значений. Поэтому необходимо проведение исследований и расчетов для сравнительной оценки показателей применительно к конкретным особенностям станков отдельных типов.

Унификация элементов несущей системы может достаточно успешно применяться при определенных условиях не только для однотипных станков, но и для станков различного технологического назначения.

В качестве примера можно привести опыт разработки и внедрения в производство унификации при организации промышленного производства гаммы продольно-строгальных, продольно-фрезерных и продольно-шлифовальных станков размером по наибольшей ширине обрабатываемой детали от 800 до 1600 *мм*. По ГОСТам 439—59, 6955—70 и 13509—68 основные параметры продольно-строгальных, продольно-фрезерных и продольно-шлифовальных станков определяются размерами наибольшей ширины B и наибольшей высоты H обрабатываемой детали, которые представляют собой размерный ряд с $\varphi = 1{,}25$.

Размер портала «в свету» (а, следовательно, и основные размеры портала по ширине и высоте при одной и той же ширине и соответствующей наибольшей высоте обрабатываемого изделия) для продольно-фрезерных и продольно-шлифовальных станков требуется большим по сравнению с этим размером для продольно-строгальных станков вследствие имеющихся конструктивных различий между этими типами станков.

Для продольно-фрезерного или продольно-шлифовального станка с шириной обрабатываемой детали, например, 1000 *мм*, используется портал продольно-строгального станка, имеющего больший соседний размер в размерном ряду, — для наибольшей ширины обрабатываемого изделия 1250 *мм*. Ввиду значительно большей высоты поперечины продольно-шлифовального станка по сравнению со строгальными и фрезерными станками, а также необходимости размещения «мехов» на стойках между поперечиной и перекладиной и большего вылета шлифовального круга для возможности унификации портала наибольшая высота обрабатываемой детали принята 0,8 B, что допускается ГОСТом 13509—68

обеспечивает по своим технологическим возможностям подавляющее большинство потребителей.

Схема построения гаммы продольно-обрабатывающих станков с основным размером 800—1600 *мм* и схема унификации порталов и горизонтальных станин этих станков приведена в табл. 35.

В табл. 36 приведены результаты расчетного определения суммарной жесткости системы портал—поперечина продольно-строгального станка мод. 7212 и продольно-фрезерного станка мод. 6610, имеющих общий унифицированный портал, в сравнении с близкими по размеру ранее выпускавшимися станками соответственно мод. 7243 и 6642, которые не имели унификации. Методика, по которой проводили расчет и расчетные формулы, аналогична приведенным в гл. II. Из табл. 36 следует, что унифицированная стойка для станков мод. 7212 и 6610 примерно одинакова по жесткости по сравнению со стойкой станка мод. 7243 в направлении действия главной составляющей силы резания и более жесткая, чем стойка станка мод. 6642, во всех направлениях. При этом площадь поперечного сечения унифицированной стойки (а значит, и ее вес при примерно одинаковой высоте) та же, что и для станков мод. 7243 и 6642. Поперечина выбрана близкой к поперечине строгального станка мод. 7243, при этом вес поперечины тот же, что у станков мод. 7243 и 6642. В результате более рациональной формы стоек и поперечины при сохранении площади поперечного сечения, а следовательно, и веса этих деталей унифицированный портал с поперечиной удовлетворяет требованиям к жесткости как продольно-строгального, так и продольно-фрезерного станка.

При разработке гаммы, кроме унификации порталов двухстоечных станков, решены также вопросы унификации станин одностоечных станков: стойки с поперечинами в сборе одностоечных продольно-строгальных станков мод. 7210 и 7112 применяются полностью для одностоечных продольно-фрезерных станков соответственно мод. 6308 и 6310. Кроме унификации стоек с поперечинами, полностью унифицированы для одностоечных продольно-фрезерных и продольно-строгальных станков также и горизонтальные станины, подобно тому, как это сделано и в двухстоечных станках.

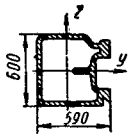
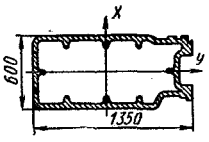
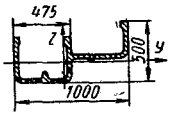
Продольно-строгальные, продольно-фрезерные, продольно-шлифовальные станки, представляющие собой гамму, состоящую из 15 типоразмеров станков, объединенных высокой степенью межразмерной и межтиповой унификации (объем унификации составляет 67,5%), и имеющую в числе унифицированных узлов и базовых деталей унифицированные порталы, освоены в промышленном производстве. Каждый из этих трех типов станков в отдельности удовлетворяет имеющимся нормам жесткости, а многолетним опытом эксплуатации этих станков в промышленности не

Таблица 35

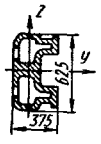
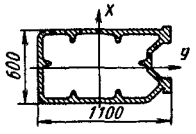
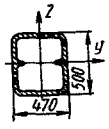
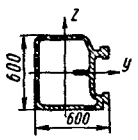
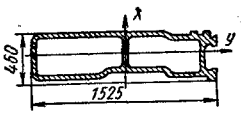
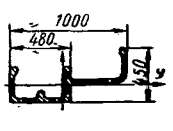
Ширина обработки в мм		800	1000	1250	1600
Высота обработки в мм		710	900	1120	1400
Продольно-строгальные станки	Модели	7108	7210	7212	7216
	Размеры стола в мм	710×2500	900×3000	1120×4000	1400×6000
	Высота обработки в мм	800	1000	1120	
Продольно-фрезерные станки	Модели	6308 6608	6310 6610	7112	7116
	Размеры стола в мм	800×3000	1000×4000		
	Высота обработки в мм	630	800	1000	
Продольно-шлифовальные станки	Модели	3508	3510	3512	
	Размеры стола в мм	710×3000	900×4000	1120×6000	

Таблица 36

Эскизы поперечного сечения элементов, расчетные параметры и результаты расчета системы портал — поперечина продольно-строгальных станков мод. 7243 и 7212 ($P_x : P_y : P_z = 0{,}3 : 1 : 0{,}4$) и продольно-фрезерных станков мод. 6610 и 6642 ($P_x : P_y : P_z = 1 : 0{,}4 : 0{,}4$)

Модель станка; наибольшие размеры обрабатываемого изделия в *мм*; сила резания в *кГ*	Основные размеры портала в *см*	Расчетные параметры по элементам *			Эффективный объем металла в 10^6 $см^3$	Перемещения вершины резца в *мм* **		
		Поперечины	Стойки	Перекладины		f_x	f_y	f_z
		Размеры в *мм*						
6610 $B = 1000$ $H = 1000$ $P_x = 2200$	$L = 195$ $H = 272$	 $I_z = 22{,}4 \cdot 10^4$ $I_y = 26{,}7 \cdot 10^4$ $I_{кр} = 21{,}4 \cdot 10^4$ $F = 571{,}7$	 $I_{x\,ст} = 221{,}6 \cdot 10^4$ $I_{y\,ст} = 54{,}2 \cdot 10^4$ $I_{кр\,ст} = 92{,}5 \cdot 10^4$ $F_{ст} = 989$	 $I_{z\,пер} = 42{,}38 \cdot 10^4$ $I_{y\,пер} = 6{,}13 \cdot 10^4$ $F_{пер} = 354{,}7$	0,72	0,057 0,048 0,009	0,0064 0,00545 0,00095	0,0226 0,0089 0,0137
7212 $B = 1250$ $H = 1120$ $P_y = 5000$						0,0422 0,036 0,0062	0,0743 0,0236 0,0507	0,0174 0,1316 —0,0142

Продолжение табл. 36

Модель станка; наибольшие размеры обрабатываемого изделия в *мм*; сила резания в *кГ*	Основные размеры портала в *см*	Расчетные параметры по элементам *			Эффективный объем металла в 10^6 $см^3$	Перемещения вершины резца в *мм* **		
		Поперечины	Стойки	Перекладины		f_x	f_y	f_z
		Размеры в *мм*						
6642 $B = 900$ $H = 900$ $P_x = 2200$	$L = 181$ $H = 248$	 $I_z = 7 \cdot 10^4$ $I_y = 22{,}8 \cdot 10^4$ $I_{кр} = 10 \cdot 10^4$ $F = 550$	 $I_{x\,ст} = 127{,}6 \cdot 10^4$ $I_{y\,ст} = 43{,}3 \cdot 10^4$ $I_{кр\,ст} = 71{,}3 \cdot 10^4$ $F_{ст} = 880$	 $I_{z\,пер} = 14{,}5 \cdot 10^4$ $I_{y\,пер} = 15{,}4 \cdot 10^4$ $F_{пер} = 440$	0,62	0,056 0,038 0,018	0,015 0,0064 0,0036	0,027 0,011 0,006
7243 $B = 1400$ $H = 1250$ $P_y = 5000$	$L = 190{,}2$ $H = 275$	 $I_z = 24{,}4 \cdot 10^4$ $I_y = 26{,}1 \cdot 10^4$ $I_{кр} = 23 \cdot 10^4$ $F = 589{,}3$	 $I_{x\,ст} = 249{,}5 \cdot 10^4$ $I_{y\,ст} = 21{,}1 \cdot 10^4$ $I_{кр\,ст} = 52{,}5 \cdot 10^4$ $F_{ст} = 979{,}75$	 $I_{z\,пер} = 36{,}4 \cdot 10^4$ $I_{y\,пер} = 4{,}36 \cdot 10^4$ $F_{пер} = 332{,}5$	0,75	0,055 0,038 0,008	0,0065 0,0031 0,0055	0,0173 0,0293 —0,0123

* F — в $см^2$; I — в $см^4$.

** В верхней строке приведены суммарные перемещения, в средней — перемещения в результате деформации портала, в нижней — в результате деформаций поперечины.

выявлено каких-либо претензий в части жесткости системы портал-поперечина, что подтверждает возможность и реальность унификации порталов продольно-обрабатывающих станков.

Унифицирование элементов несущей системы широко используют также при построении специальных агрегатных станков. При этом унифицированные элементы нормализуются в последние годы не только в пределах одного завода, но и в пределах всех заводов, занимающихся изготовлением агрегатных станков [24].

ЛИТЕРАТУРА

1. Арзуманян А. А. Исследование конструкции и технологичности станин токарных станков средних размеров. Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. Ереван, 1968.
2. Весич А. Балки на упругом основании и гипотеза Винклера. Сб. «Механика грунтов и фундаментостроение». М., Стройиздат, 1966.
3. Волынский А. Я. Конструирование чугунных деталей и их литейная технологичность. М., «Машиностроение», 1964.
4. Грачев Л. Н. Основные принципы построения и направления развития гамм станков токарной группы. Научно-технический реферативный сборник НИИМАШ, вып. 8—9, 1967.
5. Горбунов-Посадов М. И. Балки и плиты на упругом основании. М., Машстройиздат, 1949.
6. Жесткость металлорежущих станков. Под ред. В. А. Скрагана. М.—Л., Машгиз, 1952.
7. Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов. Под ред. В. И. Дикушина и Д. Н. Решетова, М., Машгиз, 1958.
8. Испытание и исследование металлорежущих станков (Метод. пособие), М., ЦБТИ, 1958.
9. Каминская В. В. Расчет чувствительности станков к колебаниям оснований. «Станки и инструмент», 1964, № 3.
10. Каминская В. В. Приближенный расчет несущих систем станков, находящихся под действием импульсных возмущений. «Станки и инструмент», 1966, № 12.
11. Каминская В. В. Определение высоты фундаментов тяжелых станков в зависимости от свойств грунта. «Станки и инструмент», 1967, № 12.
12. Каминская В. В. Приближенный расчет несущих систем станков, находящихся под действием случайных возмущений. «Станки и инструмент», 1969, № 6.
13. Каминская В. В., Решетов Д. Н. Исследование жесткости карусельных станков. «Станки и инструмент», 1956, № 4.
14. Каминская В. В., Решетов Д. Н. Расчет местных деформаций (отгибов) направляющих. «Известия ВУЗов. Машиностроение», 1964, № 11.
15. Каминская В. В., Левина З. М., Решетов Д. Н. Станины и корпусные детали станков. М., Машгиз, 1960.
16. Каминская В. В., Французов Ф. А. Влияние способа установки одностоечных координатно-расточных станков на их жесткость. «Станки и инструмент», 1960, № 5.
17. Каминская В. В., Ривин Е. И. Виброизоляция прецизионных станков. «Станки и инструмент», 1964, № 11.
18. Каминская В. В., Ковтун Е. Г. Влияние колебаний на износ. «Станки и инструмент», 1968, № 8.
19. Карпов В. М., Клюев В. В. Токовихревой виброметр ТВВ-2. Сб. «Передовой научно-технический и производственный опыт». Приборы для измерения колебаний, перемещений и времени. М., ГОСИНТИ, 1963.

20. Ковалов К. Ф. Изучение стесненного кручения тонкостенных стержней замкнутого профиля. Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. Л., 1955.
21. Коренев Б. Г., Черниговская Е. И. Расчет плит на упругом основании. М., Госстройиздат, 1962.
22. Кудинов В. А. Динамика станков. М., «Машиностроение», 1967.
23. Мартышкин А. Е. Неуравновешенность и погрешность обработки из-за неуравновешенности в станках. Сб. «Вопросы точности в технологии машиностроения», труды МАТИ, вып. 32, Оборонгиз, 1957.
24. Меламед Г. И. и др. Агрегатные станки, М., «Машиностроение», 1964.
25. Михеев М. А. Основы теплопередачи. М.—Л., Госэнергоиздат, 1956.
26. Никитин Б. В. Расчет динамических характеристик металлорежущих станков. М., Машгиз, 1962.
27. Ныс Д. А., Кудинов В. А., Рассохин В. Я. Вибрации и некруглость при отделочном растачивании. «Станки и инструмент», 1969, № 6.
28. Пановко Я. Г. Построение приближенной амплитудной кривой для систем со слабым демпфированием. Сб. «Вопросы динамики и динамической прочности», вып. VI. Рига, Изд-во АН Латв. ССР, 1959.
29. Пономарев С. Д., Бидерман В. Л. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. I—III. М., Машгиз, 1956—1959.
30. Рауш Э. Фундаменты машин. М., Госстройиздат, 1965.
31. Случайные колебания. Под ред. С. Кренделла. М., «Мир», 1967.
32. Снесарев Г. А. Основы унификации и построения параметрических рядов машин. М., «Машиностроение», 1967.
33. Соколов Ю. Н. Температурные деформации металлорежущих станков. В кн. «Автоматизация привода и управления машин». М., «Наука», 1967.
34. Справочник проектировщика промышленных жилых и общественных зданий и сооружений. Т. 9. Основания и фундаменты. Л.—М., Стройиздат, 1964.
35. Сысоев В. И. Динамические нагрузки от металлорежущих станков. «Колебания зданий и сооружений». Под ред. Б. Г. Коренева. Госстройиздат, 1963.
36. Теодорчик К. Ф. Автоколебательные системы. М.—Л., Гос. изд-во техн.-теорет. лит., 1952.
37. Тимошенко С. П. Пластинки и оболочки. М.—Л., Гостехиздат, 1948.
38. Харкевич А. А. Спектры и анализ. М., Гостехиздат, 1957.
39. Цитович Н. А. Механика грунтов. М., Госстройиздат, 1963.
40. Эльясберг М. Е. Основы теории автоколебаний при резании металлов. «Станки и инструмент», 1962, № 10, 11.
41. Cowley A., Fawcett M., The Analysis of a machine tóol structures by computing techniques. Proceeding of the 8-th Jnternat. MTDR, 1967.
42. Eisele F., Sadowy M. Vergleichende Untersuchungen der Aufstellung von Schleifmaschinen in Stockwerksbauten, 3 FoKoMa, München, 1957.
43. Jrek B., Foundations and levelling pads in heavy machine tools, Proceeding of the 6-th Internat. MTDR, 1965.
44. Loewenfeld K., Gestaltsteifigkeituntersuchungen an Konsolen und Ständern, Gestalsteife von Kasten, Verrippte Blechplatten und Doppelwandplatten, 3FoKoMa, München, 1957.
45. Tlusty J., Polacek M., Danek O., Spacek L. Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen, Berlin, 1962.
46. Tobias S. A. Schwingungen an Werkzeugmaschinen, München, 1962.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

РАЗДЕЛ I
ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ СТАНКОВ
(д-р техн. наук проф. *Д. Н. Решетов*)

Введение 5

Основные направления в развитии конструкций станков 6
Систематика деталей и механизмов станков 11

Глава I. **Точность** 14

Погрешности обработки на станках 14
Общие принципы повышения точности 19
Погрешности схемы формообразования 23
Геометрическая и кинематическая точность станков 23
Погрешности инструментов 26

Глава II. **Прочность** 27

Расчеты при переменных режимах нагрузки 29
Повышение прочности 32

Глава III. **Жесткость** 35

Влияние упругих деформаций системы на точность и производительность обработки 35
Влияние жесткости деталей на работу механизмов и возможность производительного изготовления деталей 38
Структура упругих перемещений в станках 39
Нормы жесткости станков 40
Собственная жесткость и оптимизация конструкций 42
Контактная жесткость 45
Особенности вопросов жесткости станков, работающих абразивным инструментом 51

Глава IV. **Износостойкость** 53

Обеспечение совершенного трения 57
Уменьшение износа конструктивными и технологическими мероприятиями 61
Уменьшение влияния износа на работоспособность машин . . . 63
Износостойкие упрочнения и наплавки 65
Расчеты, обеспечивающие износостойкость 67

Глава V. **Теплостойкость** 69

Температурные деформации обрабатываемых деталей и инструмента при резании 70
Температурные деформации станков от внутренних источников и колебаний температуры среды 72
Основные пути уменьшения влияния температурных деформаций на точность обработки 73

Глава VI. **Надежность** 75

Общие зависимости расчета 77
Надежность в период нормальной эксплуатации до появления износовых отказов 78
Надежность при действии износовых отказов 79
Надежность систем с резервированием 82
Вероятностный расчет на выносливость 85
Оценка надежности при износе 87
Литература 87

РАЗДЕЛ II
НАПРАВЛЯЮЩИЕ СКОЛЬЖЕНИЯ

Глава I. **Общие сведения** (канд. техн. наук *А. С. Лапидус* и канд. техн. наук *Г. А. Левит*) 89

Классификация направляющих 89
Условия и режимы работы направляющих 91
Технические требования к направляющим 93
Тенденции развития и пути совершенствования направляющих 97

Глава II. **Трение в направляющих** (канд. техн. наук *Г. А. Левит* и канд. техн. наук *Б. Г. Лурье*) 98

Граничное трение 98
Смешанное трение 100
Жидкостное трение 116

Глава III. **Износ направляющих** (канд. техн. наук *А. С. Лапидус*) . . 118

Виды изнашивания направляющих 118
Износ направляющих станков различных типов 122
Причины задиров на направляющих 132
Оптимизация конструктивной формы направляющих по износу 139

Глава IV. **Равномерность движения по направляющим** (канд. техн. наук *Б. Г. Лурье*) 151

Влияние различных факторов на равномерность медленных перемещений 152
Расчет металлорежущих станков на равномерность подач . . . 158
Методы и средства повышения устойчивости движения 162

Глава V. **Материалы направляющих** (канд. техн. наук *А. С. Лапидус*) 167

Технические требования к материалам для направляющих . . . 167
Распределение материалов данной пары трения между сопряженными направляющими 168
Характеристика пар трения для направляющих 170
Выбор материалов для направляющих 191

Глава VI. **Выбор масел для направляющих** (канд. техн. наук *А. С. Лапидус*) 191

Противоизносные свойства масел для направляющих подачи . . . 191
Масла для направляющих подачи и установочных перемещений 197
Масла для направляющих главного движения 199

Глава VII. **Общие вопросы конструирования направляющих** (канд. техн. наук *А. С. Лапидус*, канд. техн. наук *Г. А. Левит* и канд. техн. наук *Б. Г. Лурье*) 200

Конструктивные формы и основные размеры направляющих . . 200
Устройства для регулирования направляющих 207
Накладные направляющие 212
Конструкция направляющих станков отдельных типов 218
Устройства для защиты направляющих 233

Глава VIII. **Расчет давлений и упругих перемещений в направляющих** (д-р техн. наук *З. М. Левина*). 248

Определение нагрузок на направляющие 250
Определение реакций и средних давлений 256
Определение наибольших давлений 258
Определение давлений в направляющих кругового движения . 267
Определение упругих перемещений в направляющих 272
Влияние конструкции направляющих и размеров отдельных элементов на жесткость и распределение давлений 275

Глава IX. **Расчет и проектирование направляющих смешанного трения** (канд. техн. наук *Г. А. Левит* и канд. техн. наук *Б. Г. Лурье*) 280

Направляющие смешанного трения 280
Направляющие смешанного трения с гидроразгрузкой 288
Направляющие смешанного трения с механической разгрузкой 293

Глава X. **Расчет и проектирование гидродинамических направляющих** (канд. техн. наук *Г. А. Левит*) 297

Расчет 297
Рекомендации по выбору размеров опор 301
Рекомендации по выполнению смазочных канавок и клинообразующих скосов и по системе смазки 305
Гидродинамические направляющие медленных перемещений . . 309

Глава XI. **Расчет и проектирование гидростатических направляющих** (канд. техн. наук *Г. А. Левит* и канд. техн. наук *Б. Г. Лурье*) 310

Гидростатические незамкнутые направляющие с дроссельным регулированием 311
Гидростатические замкнутые направляющие с дроссельным регулированием 318
Требования к гидростатическим направляющим и к станкам, оборудованным ими 326
Конструкции гидростатических направляющих 329
Литература 338

РАЗДЕЛ III

НАПРАВЛЯЮЩИЕ КАЧЕНИЯ

(д-р техн. наук *З. М. Левина*)

Глава I. **Конструкции направляющих качения** 344
Формы направляющих 350
Материал и термическая обработка направляющих 358
Размеры и число тел качения 361
Способы создания и величина предварительного натяга 363
Конструкции накладных направляющих 370
Конструкции сепараторов 375
Направляющие с возвратом тел качения. Шариковые и роликовые опоры 378

Технические требования к направляющим 384
Защитные устройства и смазка направляющих качения 392
Нормализация элементов направляющих качения 396

Глава II. **Расчет направляющих качения** 397

Распределение нагрузок в направляющих качения 397
Расчет на статическую прочность 409
Расчет на жесткость 411
Расчет на долговечность по усталости поверхностных слоев . . 416
Расчет потерь на трение 417
Расчет частоты собственных колебаний 420
Геометрические и силовые зависимости в направляющих с натягом 422

Глава III. **Основные характеристики работоспособности** 427

Нагрузочная способность 429
Жесткость 429
Точность и чувствительность установочных перемещений . . . 431
Сопротивление движению 433
Динамические характеристики 433
Причины выхода из строя 436
Литература 437

РАЗДЕЛ IV

НЕСУЩИЕ СИСТЕМЫ СТАНКОВ

Глава I. **Конструкции. Общие сведения и рекомендации** (д-р. техн. наук *В. В. Каминская*) 439

Станины и основания 442
Корпусы шпиндельных бабок и коробок передач (коробки) . . 454
Детали узлов для поддержки и перемещения инструмента и изделия 455

Глава II. **Жесткость несущих систем** (д-р. техн. наук *В. В. Каминская*) 459

Общие положения исследования жесткости несущих систем и их элементов 460
Жесткость горизонтальных станин в совместной работе с фундаментами 477
Жесткость несущих систем одностоечных и портальных станков 520
Жесткость коробок 552
Жесткость ползунов и хоботов 561

Глава III. **Колебания несущих систем** (д-р. техн. наук *В. В. Каминская*) 563

Колебания несущих систем, вызываемые возмущениями от привода 565
Колебания несущих систем, вызываемые колебаниями основания 580
Расчетное определение амплитуд колебаний элементов несущих систем 595

Глава IV. **Температурные поля и температурные деформации корпусных деталей** (канд. техн. наук *Ю. Н. Соколов*) 629

Глава V. **Унификация элементов несущих систем станков** (*Л. Н. Грачев*, *Л. А. Манусевич*) 646

Литература 658

PDF версию подготовил Семенюк Д.Ю.