ДЕТАЛИ И МЕХАНИЗМЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Том 2

ШПИНДЕЛИ И ИХ ОПОРЫ МЕХАНИЗМЫ И ДЕТАЛИ ПРИВОДОВ

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1972

УДК 621.81

Коллектив авторов под ред. д-ра техн. наук проф. Д. Н. Решетова, **Детали и механизмы металлорежущих станков.** Т. 2. М., «Машиностроение», 1972, стр. 520.

Во втором томе рассмотрены нагрузки в приводах станков, шпиндели и их опоры скольжения и качения, механизмы и детали приводов, антивибрационные элементы и устройства. Приведены нагрузки в эксплуатации и расчеты динамических нагрузок. Рассмотрены специфические механизмы точных станков и пути повышения долговечности и несущей способности деталей приводов общего назначения: колес, шлицевых соединений и др. В числе антивибрационных элементов приведены: муфты, упругие опоры, демпферы и динамические гасители, упруго-демпфирующие материалы.

Книга предназначена для инженерно-технических работников станкостроительных заводов и СКБ.

Табл. 103 илл. 274 библ. 199 назв.

912983

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**

3-13-3
85-71

РАЗДЕЛ V

НАГРУЗКИ В ПРИВОДАХ СТАНКОВ

Глава I. НАГРУЗКИ СТАНКОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

ЗАКОНОМЕРНОСТИ НАГРУЖЕНИЯ

Для создания оптимальных конструкций станков наряду с другими важнейшими данными необходимо располагать сведениями об эксплуатационных нагрузках — их величине и характере изменения во времени. Знание фактических режимов нагрузок позволяет обоснованно выбрать технические характеристики для станков новых моделей, уточнить прочностные расчеты, составить программы нагружения при испытаниях станков, а также помогает решению некоторых других задач.

Для большинства металлорежущих станков и их деталей характерна работа в условиях переменных режимов нагрузок. Изменение нагрузок во времени происходит либо упорядоченно с периодической закономерностью, либо не упорядоченно — с вероятностной (статистической) закономерностью.

Нагружению первого типа подвергаются, например, специальные станки-автоматы и кузнечно-прессовые машины, используемые в массовом производстве. Закон изменения и величина нагрузок в этих машинах определяются параметрами повторяющегося цикла обработки детали. Нагружение второго — вероятностного типа, — характерное для большинства транспортных и технологических машин, имеет место в станках общего назначения. Режимы нагрузок формируются под совокупным влиянием случайных и периодических факторов. Например, если для отдельного универсального станка при обработке на нем партии одинаковых деталей можно ожидать периодически закономерное изменение нагрузки во времени, то за срок службы этого станка, а тем более множества однотипных станков, занятых обработкой большого числа разнообразных деталей, зависимость нагрузки от времени можно охарактеризовать лишь статистически. Последовательность действия нагрузок различной величины зависит от закономерностей отдельных технологических операций, от их числа и разнообразия, от соотношения различных видов обработки, от конфигурации обрабатываемых деталей, от режимов холостого хода, от различных случайных силовых воздействий и т. п.

Режимы нагружения станков (по параметрам мощности или крутящего момента), подчинены тем или иным статистическим закономерностям, имеющим резко выраженный асимметричный характер. В отдельных случаях, например для станков, постоянно используемых на однородных операциях, режимы нагружения могут иметь характер нормального распределения (по закону Гаусса), обусловленного случайными отклонениями нагрузки от средней величины. Эти отклонения связаны с беспорядочным чередованием величин припуска на заготовках, механических свойств материала заготовки и инструмента, значений отдельных параметров режимов резания и т. д.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Методы исследования режимов нагружения станков определяются типом закономерности нагружения, назначением и конструкцией станка и условиями его эксплуатации. Методы исследования нагруженности отдельных деталей связаны также с функциональным назначением самой детали и ее расположением в механизме станка.

Исследование нагрузок включает следующие этапы: 1) накопление первичной информации о нагруженности станка, узла или отдельной детали за определенный срок службы; 2) обработка статистической информации, построение графиков распределений (нагрузочных спектров) и определение основных показателей распределений.

Накопление первичной информации производится: а) непосредственно — измерением и регистрацией нагрузок (напряжений), действующих на изучаемую деталь станка; б) косвенно — определением сил на исполнительном органе станка или движущих сил на приводном двигателе с последующим пересчетом. При этом для сбора данных используют экспериментальный или расчетно-экспериментальный методы. В последнем случае данные о нагруженности исполнительного органа станка определяют на основе предварительно собранных хронометражно-технологических материалов расчетом сил резания.

Наиболее просто определяют режимы нагрузок, подчиняющиеся периодической закономерности (специальные станки для массового производства). В этом случае доступна точная регистрация нагрузок с помощью выборочного тензометрирования исследуемой детали. При этом длительность каждого периода тензометрирования выбирают такой, чтобы она включала несколько повторяющихся рабочих циклов. Определение режимов нагрузок, подчиняющихся статистической закономерности, требует более широкого охвата различных условий эксплуатации, значительного срока и методов измерения нагрузок, приспособленных к эксплуатационным условиям.

В универсальных станках необходимость длительного наблюдения и особенности конструкции приводов затрудняют использование тензометрической аппаратуры в эксплуатации. Вместе с тем удобно вести дистанционное измерение потребляемой главным электродвигателем электрической мощности и скорости вращения шпинделя с последующим расчетным определением нагрузок и напряжений, действующих в элементах привода. Этот метод, уступая прямому методу тензометрирования исследуемых деталей в точности определения отдельных значений нагрузки, позволяет оценить закономерности нагрузочных режимов в связи с широким диапазоном условий работы и охватить большие совокупности однотипных станков.

При исследовании режимов нагрузок, подчиняющихся периодической закономерности, а также при исследовании статистических закономерностей нагружения, формирующихся за короткий период времени, используют тензометрическую аппаратуру. В качестве датчиков обычно применяют тензометры сопротивления и, значительно реже, индуктивные или индукционные тензометры, а для регистрации показаний — многоканальные осциллографы различных типов. В последнее время все более широкое применение находят счетно-регистрирующие устройства для автоматизации статистической обработки данных о нагруженности. Эти устройства отсчитывают числа повторений переменных нагрузок (напряжений), заранее разбитых по диапазонам величин. Некоторые из них подключают непосредственно к объекту (счетное устройство Института машиноведения АН УССР, счетчик НАМИ и т. д.), другие предназначены для ускоренной обработки осциллограмм (фотоэлектрический прибор Института машиноведения АН УССР, электромеханический прибор ВИСХОМ и др.). В НАМИ разработаны прибор для записи процесса нагружения на магнитную ленту и анализаторы для статистической обработки магнитной записи. Получают распространение отечественные устройства типа «Силуэт» для «чтения» осциллограмм или любых диаграмм, записанных на ленту, и автоматического перевода прочитанной информации на перфоленту. Перфоленты обрабатывают на универсальных счетно-вычислительных машинах в соответствии с заданной программой.

При исследовании режимов нагрузок, подчиняющихся статистическим закономерностям (в станках общего назначения и большинстве специализированных станков), применяют приборы: с регистрацией данных на ленту самописца и суммирующие.

Для контроля и учета работы оборудования по отдельным параметрам нагружения в ЛИТМО и ЦНИИТМАШе [4], в Институте автоматики и электрометрии Сибирского филиала АН СССР [13], в Московском станкоинструментальном институте [11, 30] были

разработаны суммирующие приборы на базе счетчиков потребляемой электроэнергии, электрических счетчиков машинного времени и электромагнитных импульсов.

Приборы с записью процесса на ленту на базе самопишущих ваттметров применяли на ряде отечественных машиностроительных заводов [9], на заводе им. Ленина в г. Пльзен (ЧССР) [12] и др. Самопишущий прибор ТМИ-3, регистрирующий на одну ленту одновременно значения потребляемой мощности приводного электродвигателя, число оборотов шпинделя и величину подачи, был создан Тульским механическим институтом [6]. Суммирующие приборы для автоматического учета комплекса данных об использовании нагрузок в станках за длительные промежутки времени были разработаны в ЭНИМСе и за рубежом [35].

Электронный прибор П-2 (ЭНИМСа) представляет устройство, отсчитывающее суммарное время использования каждого из пяти интервалов значений мощности при работе в любом из десяти интервалов чисел оборотов шпинделя. Измерение мощности трехфазной системы осуществляется оригинальным электронным устройством, основанным на измерении тока в одной фазе и двух линейных напряжений. Для измерения числа оборотов применен тахогенератор переменного тока, имеющий линейную зависимость между скоростью вращения якоря и генерируемым напряжением. Измерение мощности и числа оборотов происходит периодически через 15 *сек*. Регистрирующее устройство состоит из пятидесяти импульсных десятичных счетчиков и одного контрольного счетчика общего времени работы, выдающего показания в виде итога часов и минут.

Второй прибор позволяет получить данные о времени работы на каждой из 18 ступеней чисел оборотов шпинделя при использовании любой из четырех ступеней мощности. Прибор основан на применении метода импульсной частоты и счетно-преобразующих устройств. Число оборотов шпинделя измеряют с помощью фотоэлектрического датчика, используемую мощность главного электродвигателя — счетчиком трехфазного тока с последующим преобразованием сигналов.

Определение режимов нагрузок на основе хронометражно-технологических материалов включает вычисление значений мощности резания $N_{эф}$ и эффективного крутящего момента $M_{эф}$ для каждого технологического перехода по формулам теории резания и нормативам, исходя из величин параметров резания (глубины, скорости и подачи). Подсчитывается время резания для каждого перехода, общее время всех переходов, время холостого хода.

Статистическая обработка первичной информации о нагруженности сводится к определению эмпирических распределений (спектров) следующих видов: а) времени работы по значениям мощности; б) чисел циклов нагружений (или времени) по значениям крутящих моментов; в) времени работы по значениям чисел оборотов (в минуту). Иногда определяют также распределение времени работы по значениям подач, по величинам сил резания и т. п.

Планирование наблюдений и статистическую обработку результатов обычно строят таким образом, чтобы охарактеризовать нагрузочные зависимости, усредненные для совокупности однотипных станков, и рассеяние этих зависимостей и показателей распределений для отдельных условий эксплуатации.

РЕЖИМЫ НАГРУЖЕНИЯ СТАНКОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ (РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ)

Статистическая закономерность нагруженности главного привода станков общего назначения. Статистические данные о режимах нагружения станков, обобщающие результаты исследований, приведены в табл. 1 (станки средние), табл. 2 (станки крупные и тяжелые) и на графиках, показанных на рис. 1-9. Одна часть исследований посвящена главным образом вопросам оперативного контроля и улучшения технологического использования станков и вследствие этого содержит сведения лишь о средних значениях отдельных параметров нагружения; другие исследования характеризуются комплексным подходом к изучению фактических режимов нагрузок, результатом которого является определение статистических распределений (спектров) и показателей по основным параметрам нагружения — крутящему моменту, силам, мощности и числу оборотов в минуту.

Результаты изучения фактических режимов работы станков, в частности близкое сходство графиков нагружения, полученных по различным данным, указывают на наличие определенной статистической закономерности, несмотря на различие в типах, типоразмерах, моделях и условиях эксплуатации отдельных станков.

Эта закономерность проявляется в уменьшении частоты (времени) использования мощности или крутящих моментов по мере увеличения их значений и выражается статистическими графиками гиперболического вида. При этом характерным является сравнительно невысокий уровень средних значений используемых нагрузок при довольно высоких максимальных $\left(\frac{N_{max}}{N_{ср}} \approx \frac{M_{max}}{M_{ср}} \approx \right.$ $\left. \approx 3 \div 6 \right)$. Специфические черты нагрузочных зависимостей обусловлены такими (устойчивыми во времени) условиями эксплуатации станков общего назначения, как универсальный характер работ, большой удельный вес чистовых и точных работ, значительное время работы станков вхолостую и т. п.

Анализ данных ЭНИМСа, охватывающих обработку нескольких сот изделий на 200 универсальных токарных станках среднего размера, показал, что около 40% машинного времени занимают

операции, не позволяющие нагружать станки интенсивно (прорезка, развертывание, нарезание резьбы, сверление, центрование и т. п.). Остальное время (60% $T_{маш}$) более чем наполовину затрачивается на чистовое точение и растачивание. Так, на станках мод. 1К62 и 1А62 работа с сечением стружки менее 1,0 $мм^2$ занимала 55—60% всего времени обтачивания, а черновые, обдирочные операции — лишь 10—15%. Тенденция уменьшения припусков на механическую обработку сопутствует техническому прогрессу, в частности требованиям повышенной окончательной точности деталей при экономичных методах ее достижения. Помимо перечисленных условий, препятствием работе станков с

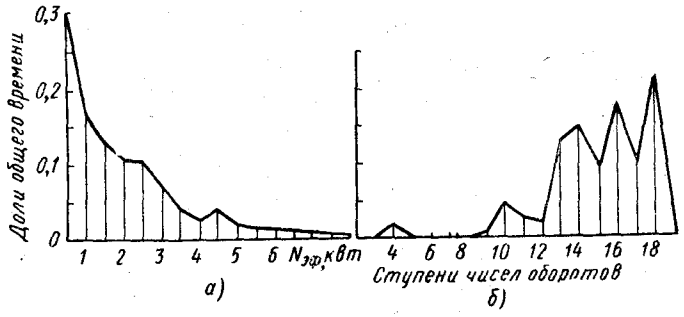


Рис. 1. Распределение времени работы:

а — по значениям эффективной мощности; *б* — по ступеням скоростей шпинделя для станков мод. 1Д62 в крупносерийном производстве

большими нагрузками во многих случаях являются: опасность появления вибраций, недостаточная жесткость системы СПИД, возникновение динамических перегрузок в приводных механизмах, увеличение вероятности поломок инструмента и т. п. Значительное время падает на вращение шпинделя станка без резания. По данным работы [14], для токарных станков мод. 1К62 это время составляет 40—50% от времени резания.

Анализ распределения машинного времени для тяжелых токарных станков общего назначения [28] показывает, что суммарное время операций, характеризующихся невысокими значениями нагрузок (растачивание, прорезка и отрезка и т. п.), также составляет 35—40% $T_{маш}$. При точении доля чистовой и получистовой обработки достигает 40—50%. Нагрузки, характерные для обследованных тяжелых станков при чистовых и вспомогательных операциях и при черновых операциях, отличаются по величине в 2—5 раз.

Данные по использованию станков среднего размера. Проведенная в ЭНИМСе и МАТИ обработка технологических материалов, характеризующих использование токарных, сверлильных и расточных станков в серийном производстве, позволила получить

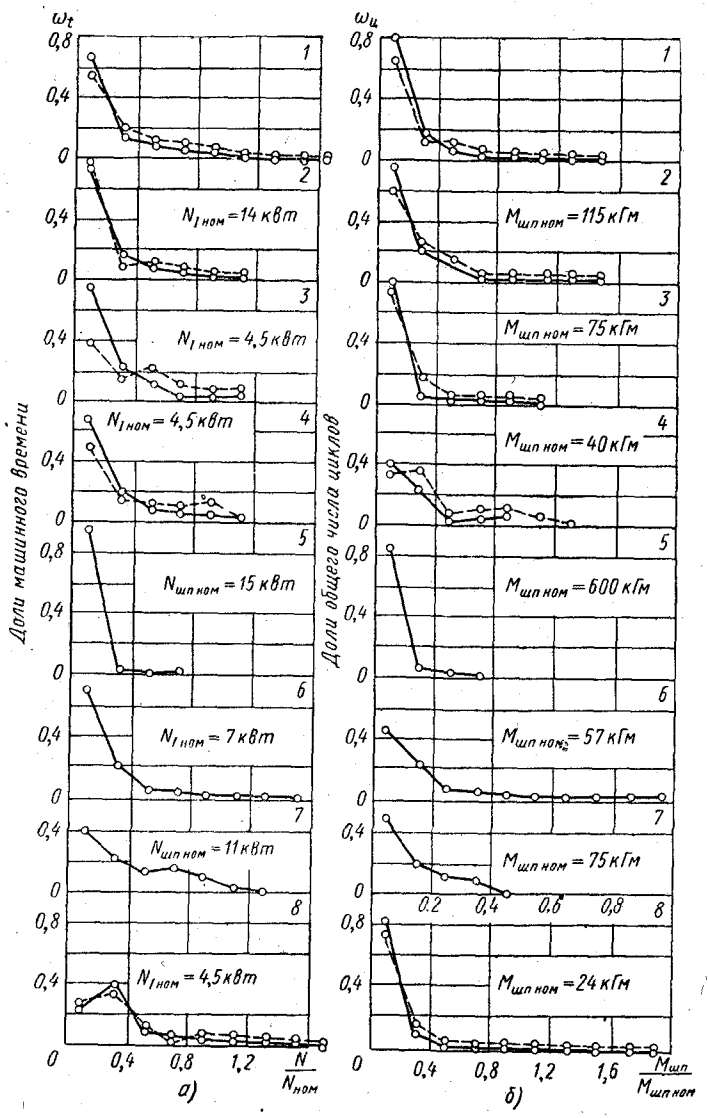


Рис. 2. Распределение:

а — машинного времени по значениям мощности; *б* — числа циклов нагружений по значениям крутящего момента для станков различных типов (*1* — токарные мод. 1К62, 1А62; *2*, *3* — револьверные патронные мод. 1П365 и прутковые мод. 1341; *3*, *4* — сверлильные (радиальные мод. 2А55 и вертикальные мод. 2А135); *5* — расточные; *6* — консольно-фрезерные мод. 6Н82, 6Н12; *7* — токарные гидрокопировальные полуавтоматы мод. 1722.

графики распределений машинного времени по значениям эффективной мощности и чисел оборотов шпинделя (рис. 1) [19]. Результаты этой работы были использованы при создании руководства по расчету деталей станков [18].

Широкое и комплексное изучение нагруженности средних станков различного типа, проведенное в ЭНИМСе, охватило более 1300 станков общего назначения, работающих в основных отраслях машиностроения [14, 15, 17].

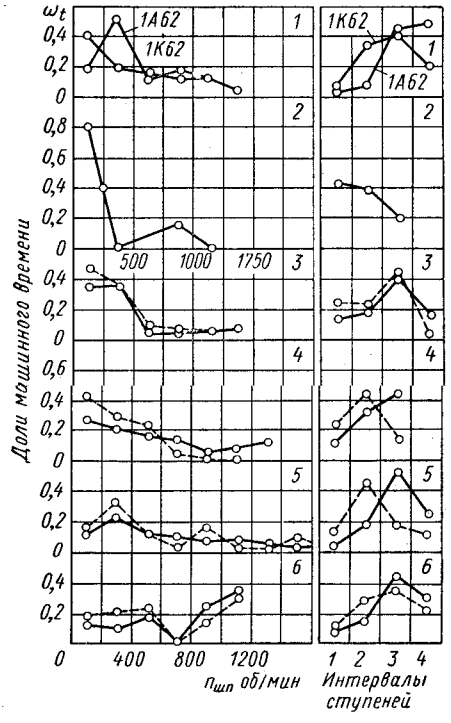


Рис. 3. Распределение машинного времени по числам оборотов шпинделя для станков средних размеров:

1 — токарные; *2* — консольно-фрезерные мод. 6Н82, 6Н12; *3*, *6* — револьверные патронные мод. 1П365 и прутковые мод. 1341; *4*, *5* — сверлильные вертикальные мод. 2А135 и радиальные мод. 2А55

Выбор объектов изучения проводился на основе метода типического отбора, что повысило надежность результатов. Типовые условия эксплуатации устанавливали путем анализа номенклатуры обрабатываемых деталей, особенностей технологического процесса, масштаба выпуска и т. п., а также результатов пробных измерений. Нагрузки измеряли самопишущими ваттметрами (при одновременном фиксировании скорости вращения шпинделя) и суммирующим прибором. Кроме того, использовали результаты обработки хронометражно-технологических материалов ЭНИМСа, полученных ранее. Длительность наблюдений (измерений) за нагруженностью отдельного станка в зависимости от условий работы устанавливали в пределах от нескольких часов до нескольких недель, что оказалось достаточным для выявления статистически устойчивых закономерностей нагружения.

Представленные графики для наиболее распространенных моделей станков различных типов (рис. 2,3) характеризуют использование станков в целом и нагруженность механизма главного привода на его входных и выходных элементах. Сплошные линии на графиках соответствуют средним условиям эксплуатации (усредненным по всей выборочной совокупности станков данного типа

или модели), штриховые — тяжелым условиям эксплуатации. Под средними условиями, наиболее характерными для универсальных станков, подразумевается работа с широким кругом технологических операций при разнообразии и чередовании типов обрабатываемых деталей. Тяжелые условия связаны главным образом со снятием стружки большого сечения и расходованием значительной мощности при средних или низких скоростях вращения шпинделя. Для токарных станков — это преимущественная работа на обдирочных операциях, обтачивание заготовок наибольшего диаметра (в патроне), обтачивание заготовок с прерывистым контуром, для сверлильных станков — рассверливание отверстий наибольшего диаметра, цекование поверхности большой площади, сверление отверстий большого диаметра в чугунных деталях и нарезание крупной резьбы с малой скоростью и т. д. В легких условиях находятся станки, занятые преимущественно чистовыми и точными работами, обработкой нежестких деталей, вспомогательными операциями и т. п.

Из полученных данных следует, что в средних условиях эксплуатации машинное время $T_{маш}$ станков общего назначения обследованных типов распределяется следующим образом: 60—80% приходится на мощности меньше $0{,}25\ N_{ном}$; *80—90%* — на мощности меньше $0{,}5\ N_{ном}$ и всего 1—5% $T_{маш}$ на мощности, превышающие $N_{ном}$. В тяжелых условиях эксплуатации на мощности до $0{,}25\ N_{ном}$ приходится 50—70% $T_{маш}$; до $0{,}5\ N_{ном}$ — 60—75% $T_{маш}$; на работу с мощностью свыше $N_{ном}$ — 1—10% $T_{маш}$. Более интенсивно расходуется мощность также на станках, используемых для снятия значительных припусков, на токарно-револьверных станках для прутковых работ и на токарных гидрокопировальных полуавтоматах. Эти станки в среднем работают 40—50% $T_{маш}$ с мощностью, не превышающей $0{,}25\ N_{ном}$, и 70—75% $T_{маш}$ — с мощностью, меньшей $0{,}5\ N_{ном}$.

Распределения (спектры), характеризующие крутящие моменты на первом (входном) валу, сходны с распределениями мощности. Спектры моментов, полученные для шпинделя, отличаются большим диапазоном значений моментов, поскольку на величину диапазона на первом валу (в станках с нерегулируемым приводным электродвигателем) влияет лишь переменность значений потребляемой мощности, в то время как на шпинделе добавляется влияние переменности используемых чисел оборотов.

Число циклов нагружений, соответствующее значениям моментов на шпинделе до $0{,}1\ M_{ном}$, составляет в среднем 60—80% общего числа циклов, до $0{,}3\ M_{ном}$ — 85—98% общего числа циклов.

Для универсальных вертикально-сверлильных станков и вертикальных многошпиндельных токарных полуавтоматов (новых моделей), находящихся в тяжелых условиях эксплуатации, наиболее вероятные значения моментов на шпинделе несколько смещены в стороны бóльших величин. Число циклов, соответствую-

щее значениям моментов до 0,1 $M_{ном}$, составляет 15—30% общего числа циклов, значениям до 0,3 $M_{ном}$ — 60—70% общего числа циклов нагружения.

Анализ распределений времени работы по ступеням скоростей вращения шпинделя показал, что в большинстве универсальных станков: токарных, карусельных, расточных, радиально-сверлильных, револьверных (прутковых) — на крайние (нижнюю и верхнюю) четверти диапазона ступеней чисел оборотов шпинделя приходится 25—30% времени работы, причем на нижнюю четверть диапазона в станках мод. 1К62, 1А62, 1341, 1722, 2А55 падает всего лишь 5—10% $T_{маш}$. Зона наиболее часто применяемых ступеней скорости так же, как и зона наиболее полного использования мощности, у большинства станков располагается во второй и третьей четвертях диапазона. Лишь в вертикально-сверлильных станках новых моделей, некоторых фрезерных и отдельных тяжелых станках, на которых обрабатываются заготовки большого диаметра, эти зоны соответствуют работе на ступенях чисел оборотов нижней четверти диапазона.

В табл. 1 приведены сводные данные о нагруженности станков среднего размера при типовых условиях работы. По данным обследования ЭНИМСа, средний уровень нагруженности станков общего назначения по параметрам N и M (на «входе») колеблется в пределах 0,2—0,45 номинального значения, а средний уровень крутящих моментов на шпинделе в пределах (0,07—0,15) $M_{ном}$.

Использование скоростных параметров станков характеризуется следующими значениями отношения фактического среднего числа оборотов шпинделя к максимальному (установленному по паспорту станка): 0,3—0,4 — для револьверных (прутковых) и сверлильных станков, токарных гидрокопировальных полуавтоматов, 0,15—0,3 — для токарных, револьверных (патронных), фрезерных, крупных карусельных и расточных станков. Максимальные значения используемых чисел оборотов шпинделя равны 0,7—1,0 паспортного максимального значения. Наибольшие значения мощности и крутящих моментов (на первом валу) для большинства типов станков составляют 1,1—1,6 номинального значения. Моменты на шпинделе наиболее часто достигают значений (0,4 ÷ 0,9) $M_{ном}$.

Таким образом, для большинства станков отношение фактических максимальных нагрузок к средним наиболее вероятным составляет 4—6.

В работе [6] изучалось использование мощности приводного электродвигателя и чисел оборотов шпинделя токарных станков при работе в условиях производства (рис. 4, *а*). Изучение использования станков, проведенное за рубежом на заводах [32, 35], показало, что средняя мощность составляет: для токарных станков (0,16—0,29), для револьверных — 0,35) $N_{ном}$, для фрезерных — 0,16 $N_{ном}$. В зависимости от мощности установленного

Таблица 1

Сводные данные о нагруженности металлорежущих станков среднего размера по различным обследованиям

Обследованные станки		Средние значения ** (в долях от номинального)			Источники данных
Тип	Количество	$\frac{N_{ср}}{N_{ном}}$	$\frac{M_{шп.\ ср}}{M_{шп.\ ном}}$	$\frac{n_{шп.\ ср}}{n_{шп.\ max}}$	
Токарные, сверлильные	—	0,24	—	—	[19]
Токарные	10	0,3*	—	0,3	[6]
Токарные, фрезерные	~ 100	0,16—0,4*	—	0,15—0,25	[32, 35]
Токарные, сверлильные, фрезерные	270	0,32	—	—	[33]
Токарные, револьверные	100	0,1—0,22*	—	—	[5]
Токарные	10	0,12—0,3*	—	—	[3]
Токарные	250	0,28—0,44	0,08—0,13	0,15—0,3	ЭНИМСа
Револьверные: патронные	152	0,2—0,25	0,09—0,13	0,16—0,19	ЭНИМСа
прутковые	15	0,4—0,44	0,12—0,15	0,3—0,36	ЭНИМСа
Сверлильные: вертикальные	277	0,2—0,37	0,13—0,15	0,25—0,36	[14, 15, 17]
радиальные	105	0,27—0,42	0,07—0,12	0,3—0,33	[14, 15, 17]
Консольно-фрезерные	25	0,27—0,4	0,1—0,15	0,15—0,3	[14, 15, 17]
Токарные полуавтоматы гидрокопировальные	16	0,32—0,36	0,14	0,32	[14, 15, 17]

Продолжение табл. 1

Обследованные станки		Средние значения ** (в долях от номинального)			Источники данных
Тип	Количество	$\frac{N_{ср}}{N_{ном}}$	$\frac{M_{шп.\,ср}}{M_{шп.\,ном}}$	$\frac{n_{шп.\,ср}}{n_{шп.\,max}}$	
Токарные	140	0,27—0,33	—	0,2—0,35	ЭНИМСа
Токарные	—	0,15—0,2	—	—	[13]
Токарные	—	0,28—0,48	0,1—0,25	—	КВИИ
Фрезерные	> 200	0,23—0,32	—	0,15—0,25	ЭНИМСа

* Средняя мощность $N_{ср}$ определяется за время работы приводного электродвигателя $T_{эд}$ (в остальных случаях — за $T_{маш}$).

** Приводятся среднестатистические значения. Меньшее значение мощности и моментов в каждой графе соответствует средним условиям эксплуатации, большее — тяжелым условиям. Меньшее значение числа оборотов соответствует тяжелым условиям.

приводного электродвигателя средняя потребляемая мощность составляет: 0,32 $N_{ном}$ в станках с $N<6$ *квт;* 0,24 $N_{ном}$ — в станках с 6 *квт* $<N_{ном}<$ 10 *квт;* 0,21 $N_{ном}$ при $N_{ном}>10$ *квт*. На рис. 4, *б* изображены графики распределения мощности и чисел оборотов шпинделя для токарных станков двух размерных групп: с высотой центров 200—250 *мм* (кривая *1*) и 250—400 *мм* (кривая *2*). Средняя мощность для первой группы станков достигает 0,4 $N_{ном}$, а для второй группы — 0,17 $N_{ном}$. На рис. 4, *б* заштрихованные зоны характеризуют работу с мощностью от 0,5 $N_{ном}$ до 1,0 $N_{ном}$. Сводные данные по обследованным токарным станкам свидетельствуют, что значения мощности до 0,5 $N_{ном}$ соответствуют 96% общего времени, а значения свыше $N_{ном}$ — менее чем 1% общего времени работы. Как видно из графиков распределений (рис. 4, *б*), максимальные используемые числа оборотов в токарных станках с высотой центров 200—400 *мм* не превышают 1000—1200 в минуту.

Обследованием работы приводов 267 токарных, сверлильных и фрезерных станков [33], установлено, что средняя потребляемая станком мощность (за время резания) лишь немногим превышает удвоенную мощность холостого хода, составляя 0,32 $N_{ном}$. В работе [5] изучалась мощность, полезно расходуемая на валу электродвигателя, по результатам исследований токарных и револьверных станков, установленных в механических цехах пяти ленинградских заводов. Средние значения составили 0,1—0,22 $N_{ном}$,

однако для отдельных крупных станков эти значения достигали 0,3 $N_{ном}$. Данные об использовании мощности за время включения главного электродвигателя токарных станков типа ДИП были получены на МТЗ при испытании учетных приборов ЛИТМО [3].

Распределение машинного времени по ступеням мощности на валу электродвигателя и по интервалам чисел оборотов (рис. 4, *в*)

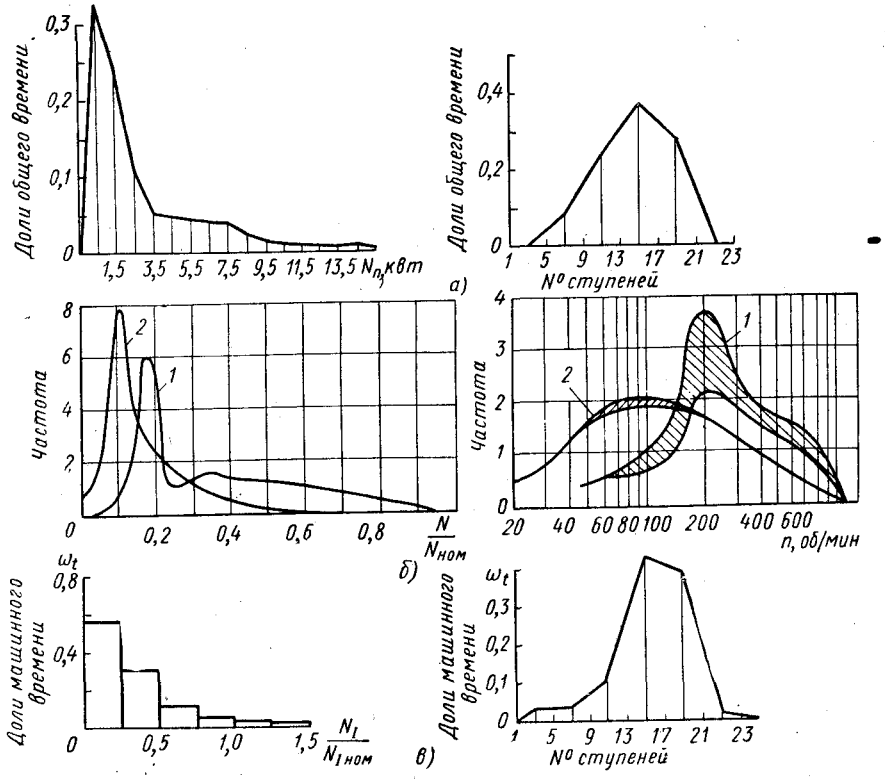


Рис. 4. Распределение используемых значений мощности и чисел оборотов шпинделя токарных станков среднего размера (по литературным данным):

а — по данным работы [6]; *б* — по данным Высшей технической школы (Аахен, ФРГ) [32]; *в* — по данным ЭНИМСа

было получено в ЭНИМСе для 140 токарных станков с высотой центров 200 *мм*.

Работа с мощностью до половины $N_{ном}$ занимает 85—90% машинного времени, свыше $N_{ном}$ — лишь 1—2%. Максимальные значения используемой мощности составляют (1,4—1,5) $N_{ном}$. Данные о распределении времени работы по ступеням скоростей вращения шпинделя свидетельствуют, что 75—80% всего времени

работы приходится на числа оборотов шпинделя от 200 до 1200, 5—8% на скорости вращения до 100 *об/мин* и 1—2% — на крайние ступени диапазона скоростей — свыше 1250 *об/мин* и до 20 *об/мин*.

Обследования использования станков различных типов, проведенные на ряде заводов Институтом экономики и организации промышленного производства и Институтом автоматики и электрометрии Сибирского отделения АН СССР, выявили весьма низкие значения средней эффективной мощности: $(0{,}15 \div 0{,}2)\, N_{ном}$ [13].

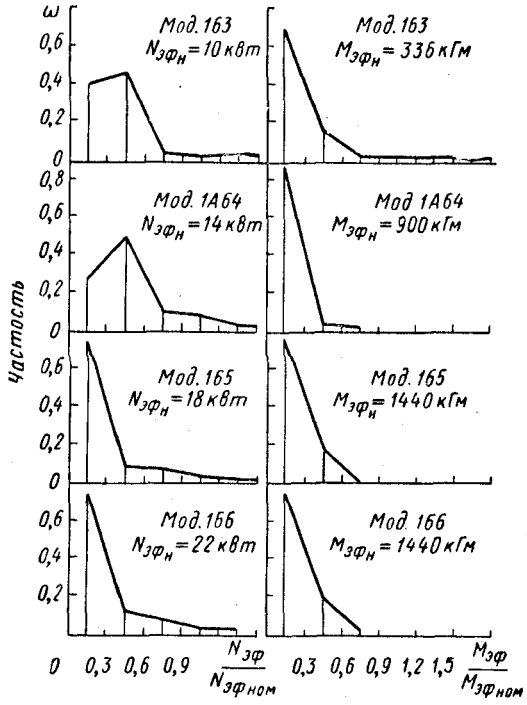


Рис. 5. Распределение используемых значений мощности резания и крутящего момента для токарных станков с $D = 630 \div 1250$ *мм*

Статистическое исследование использования токарных станков с диаметром устанавливаемой детали $D = 630 \div 1250$ *мм* проводили сотрудники Краматорского вечернего индустриального института.

На основании анализа режимов резания при обработке деталей различного диаметра и при различных способах их крепления (с задним центром или без заднего центра) были получены распределения мощности резания $N_{эф}$ и крутящего момента $M_{эф}$. На рис. 5 приведены графики распределения для случая крепления деталей с помощью заднего центра. Как показал анализ, при работе на станках с $D = 630$ и $D = 800$ *мм*, средний уровень использования (в долях от номинального) $N_{эф}$ и $M_{эф}$ значительно превышает соответствующие показатели, полученные для более крупных станков ($N_{эф} = 0{,}43 \div 0{,}48$ *квт* для станков с $D = 630$ и $D = 800$ *мм*, против $N_{эф} = 0{,}25 \div 0{,}3$ *квт* для более крупных станков).

Обследование деталей, обрабатываемых на фрезерных станках различных типов и размеров, охватившее более 50 заводов 10 отраслей промышленности, было проведено ЭНИМСом, ГЗФС, СКБ-11 и другими станкостроительными заводами в целях обоснования технического предложения на гамму консольно-фрезерных станков с шириной стола от 160 до 500 *мм*. На рис. 6 и 7 приведены графики распределения эффективной мощности и чисел оборотов шпинделя, построенные по результатам статистической обработки данных обследования для четырех типоразмеров консольно-фрезерных станков (ширина стола $B = 200$, 250, 320 и 400 *мм*, что соответствует номерам станков по габаритам 0, 1, 2 и 3). Полученные результаты близки к приведенным выше данным более раннего исследования ЭНИМСа. Средние значения используемой эффективной мощности находятся в пределах 0,25—0,3 от номинального значения $N_{эф}$. Средние значения используемых

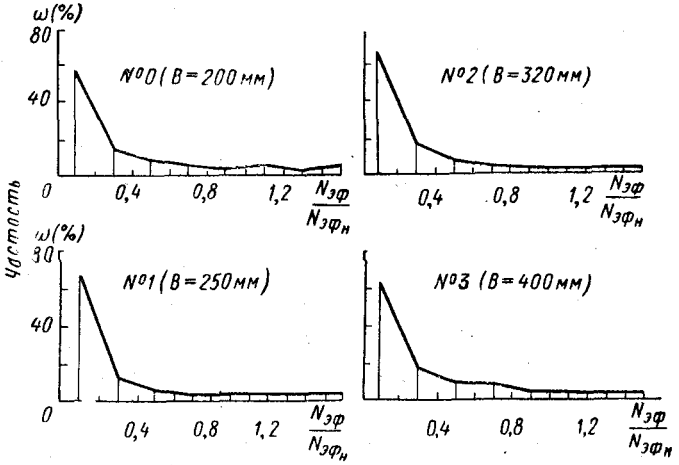


Рис. 6. Распределение используемых значений мощности резания для консольно-фрезерных станков четырех габаритов

чисел оборотов шпинделя в минуту составляют 0,15—0,25 от паспортного максимального значения $N_{шп}$. Максимальные значения мощности достигают $(1{,}5 \div 1{,}6)\, N_{ном}$, а используемых чисел оборотов в минуту — 0,9—1,0 от максимального паспортного значения. Вероятность работы при значениях мощности до $0{,}5\, N_{ном}$ составляет 86—88% для станков 1 и 2-го габаритов и 80—82% для станков 0 и 3-го габаритов; вероятность работы с мощностью, превышающей $N_{ном}$, для станков 1 и 2-го габаритов равна ~ 4%, а для станков 0 и 3-го габаритов достигает 5—8%. Случаи работы при скоростях шпинделя более 1000 *об/мин* и менее 50 *об/мин* для станков 1 и 3-го габаритов не превышают 2—4%, а при скоростях менее 100 *об/мин* — 14—16%.

Данные по использованию крупных и тяжелых станков. Анализ использования тяжелых токарных станков проведен в работах КВИИ [28 и др.] на основе изучения эксплуатации 150 станков на 50 заводах. Графики распределений чисел

оборотов (в минуту) для шпинделя, мощности и крутящих моментов для станков нескольких типоразмеров, построенные на основе обработки этих материалов, приведены на рис. 8.

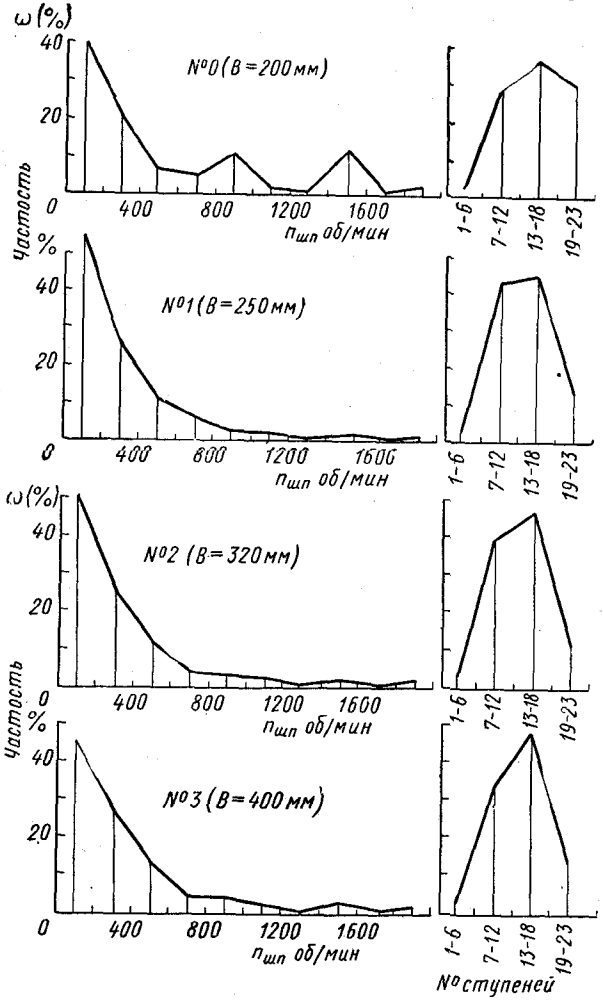


Рис. 7. Распределение используемых значений чисел оборотов шпинделя для консольно-фрезерных станков четырех габаритов

Анализ показывает, что для группы крупных и тяжелых универсальных станков, объединяющих несколько типоразмеров и моделей — с большим диапазоном значений основных параметров (размеров, установленной мощности главного привода и т. п.), пределы значений $N_{ср}$ и $M_{ср}$ много шире, чем у

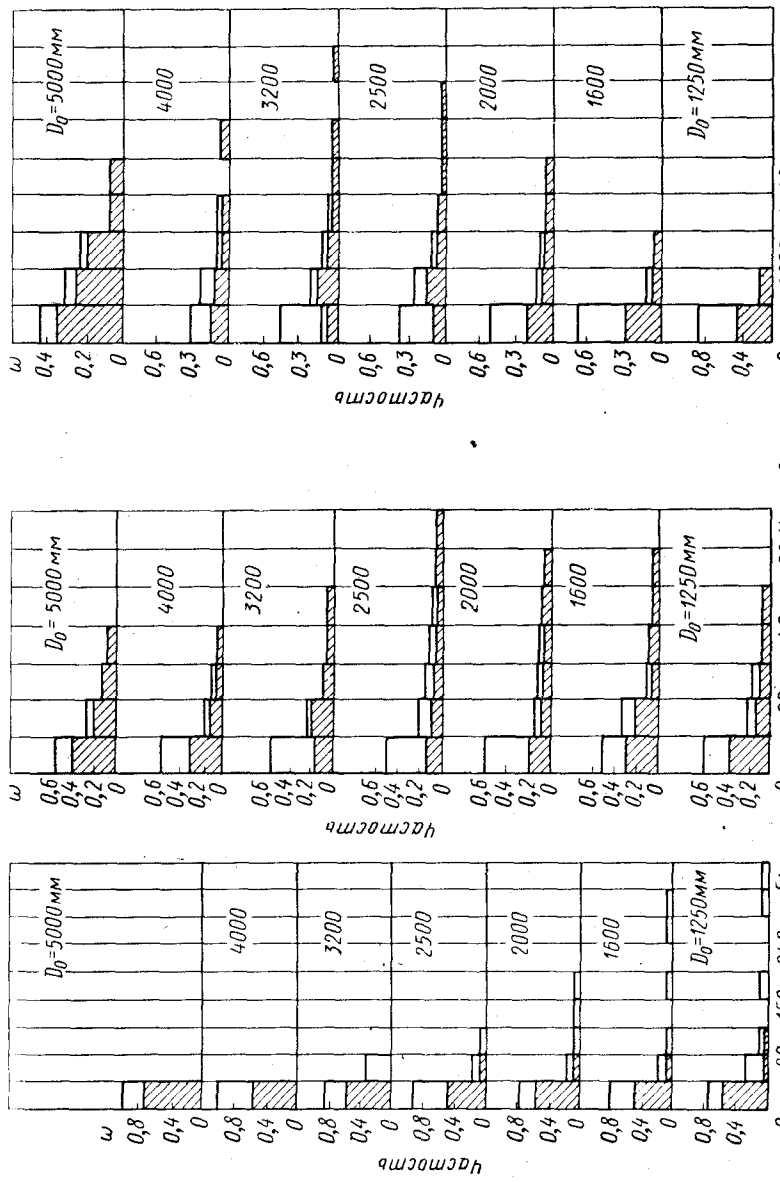


Рис. 8. Распределение используемых значений чисел оборотов шпинделя, мощности резания и крутящих моментов для тяжелых токарных станков (светлые прямоугольники — чистовые и получистовые операции, заштрихованные — черновые)

станков средних размеров. Характерной особенностью является снижение относительных значений нагрузок при переходе к станкам наиболее крупных типоразмеров. Например, у токарных станков с $D = 1250$ *мм* средние значения мощности составляют $(0{,}2 \div 0{,}4)\ N_{ном}$, а крутящих моментов $(0{,}1 \div 0{,}15)\ M_{ном}$; в то же время у станков с $D = 3000 \div 4500$ *мм* соответствующие значения параметров равны $(0{,}05 \div 0{,}1)N_{ном}$ и $(0{,}04 \div 0{,}05)\ M_{ном}$ (табл. 2). Максимальные значения мощности для станков с $D = 1250$ *мм* достигают 1,0—1,3 от номинального значения, а крутящих моментов 0,4—0,6. Максимальное значение мощности для обследованных станков с $D = 3000 \div 4500$ *мм* не превышает $(0{,}3 \div 0{,}5)\ N_{ном}$, а крутящих моментов $0{,}2\ M_{ном}$.

Таблица 2

Сводные данные о нагруженности металлорежущих станков крупного размера и тяжелых (по различным обследованиям)

Обследованные станки		Средние значения[1] (в долях от номинального)			Источники данных
Тип	Количество	$\frac{N_{ср}}{N_{ном}}$	$\frac{M_{шп.\,ср}}{M_{шп.\,ном}}$	$\frac{n_{шп.\,ср.}}{n_{шп.\,max}}$	
Токарные	200	0,2—0,5	—	—	[2, 4]
Токарные, карусельные	> 20	0,28—0,35	—	—	[12]
Карусельные	50	0,17—0,25	0,05—0,1	0,2	ЭНИМСа [15, 17]
Расточные	50	0,15—0,2	0,05	0,2	
Токарные: $D = 1250 \div 1600$ *мм*	110	0,2—0,4	0,1—0,15	0,15—0,3	[28] и др.
$D = 2500 \div 4500$ *мм*	40	0,05—0,1	0,05	0,1—0,15	
Токарные	> 50	0,27—0,35	—	—	КВИИ
Лоботокарные . . .	> 50	0,2—0,3	0,1—0,15	0,15—0,3	[26]

[1] Приведены среднестатистические значения. Меньшее значение мощности и моментов в каждой графе соответствует средним условиям эксплуатации, *большее — тяжелым условиям*. Меньшее значение числа оборотов соответствует тяжелым условиям.

Указанная особенность объясняется двумя обстоятельствами.

Во-первых, с увеличением размеров станков абсолютная величина фактических нагрузок круто растет до определенного предела, а затем, при переходе к станкам самых крупных моделей, снижается или остается почти неизменной. Наибольшие максимальные и средние абсолютные значения нагрузок наблюдаются в станках с $D = 2500 \div 3200$ *мм*, обладающих наибольшей жесткостью системы СПИД. Для станков этих размеров отмечены максимальные сечения среза и соответственно значения силы резания. Снижение абсолютных значений силы резания и потребляемой мощности при работе на самых тяжелых станках связано со спецификой деталей, преимущественно обрабатываемых на них (сварные детали пониженной жесткости и с относительно небольшими припусками), а также и с необходимостью совмещать на одном станке обдирочные работы со значительным объемом других операций (чистовой обработкой, отрезной, расточной и т. д.), не вызывающих больших нагрузок.

Второе обстоятельство заключается в особом подходе к выбору номинальной мощности главного электродвигателя и максимального допустимого крутящего момента для наиболее тяжелых станков. Величины этих параметров обычно назначаются очень большими с целью обеспечить черновую обработку самых крупных деталей, хотя и весьма редко встречающихся.

Использование тяжелых токарных станков с $D = 1250 \div 2000$ *мм* по скорости аналогично средним станкам этого типа: $n_{ср}/n_{max} = 0{,}15 \div 0{,}3$. У станков с $D = 3500 \div 5000$ *мм* это отношение составляет 0,1—0,15. Значения наибольших используемых скоростей вращения шпинделя *(об/мин)* достигают 0,7—1,0 от паспортного максимального значения. Изучение использования тяжелых станков по отдельным параметрам проводилось на заводах тяжелого машиностроения ЦНИИТМАШем и ЛИТМО. На ряде заводов для тяжелых станков, занятых преимущественно черновой обработкой, были получены значения средней относительной мощности 0,3—0,35 [4].

В одном из цехов НКМЗ с 1956 г. действует установка для централизованного контроля использования тяжелых станков [29]. Для обдирочных станков получены значения средней мощности (в долях от номинального значения), расходуемой за время резания, равные 0,4—0,45, для чистовых — 0,24. Для отдельных уникальных станков при черновой обработке были зафиксированы значения средней мощности $(0{,}5—0{,}8)\ N_{ном}$ [2, 4, 29]. Данные централизованного учета НКМЗ показывают, что среднее значение потребляемой мощности по всем тяжелым станкам цеха (более 50) повысилось за 5 лет от $0{,}27\ N_{ном}$ до $0{,}35\ N_{ном}$. За то же время максимальные значения мощности на черновых станках достигали $1{,}3\ N_{ном}$, на станках для чистовых операций — $0{,}6\ N_{ном}$, на станках общего назначения — $0{,}95\ N_{ном}$.

В результате многолетнего изучения работы тяжелых станков на заводе им. В. И. Ленина (г. Пльзень, ЧССР) получены значения средней мощности: для карусельных станков — 0,28, для токарных — 0,35 от номинального значения мощности установленного электродвигателя [12].

Режимы резания и нагрузок лоботокарных станков с диаметром устанавливаемой детали от 800 до 8000 *мм* изучались с помощью хронометражных наблюдений на 14 машиностроительных заводах [26]. Для наиболее распространенной группы лоботокарных станков — с поперечной станиной и без задней

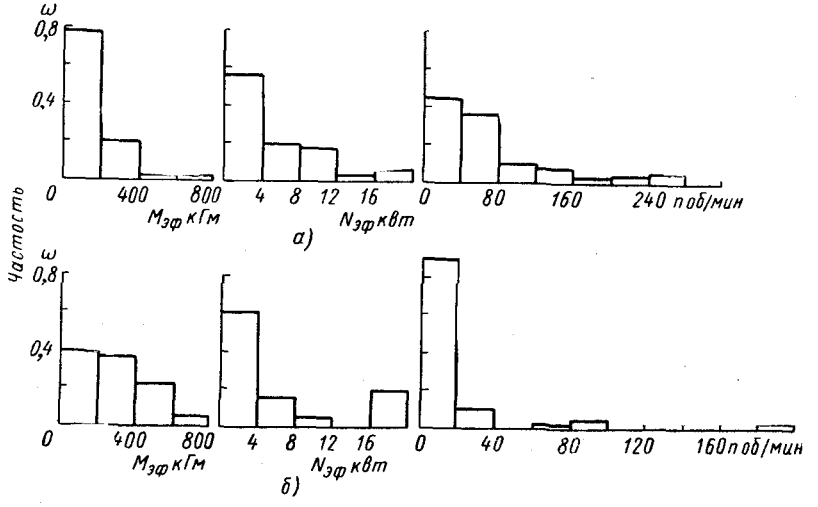


Рис. 9. Распределение используемых значений крутящего момента, мощности резания и чисел оборотов шпинделя для лоботокарных станков с $D = 800 \div 8000$ *мм* при обработке деталей:

а — диаметром ≤ 1000 *мм*; *б* — диаметром > 1000 *мм*

бабки (преимущественно обработка деталей для турбин) получено два ряда распределений крутящего момента, мощности резания и чисел оборотов шпинделя (рис. 9): при обработке деталей диаметром до 1000 *мм (а)* и свыше 1000 *мм (б)*.

Сопоставление абсолютных значений параметров нагружения, используемых в лоботокарных и токарных станках, показывает, что в первой группе станков максимальная сила резания и максимальная мощность в 3—4 раза, а максимальный момент в 8—10 раз меньше, чем в токарных станках с теми же диаметрами обрабатываемых изделий. Мощность резания не превышает 20 *квт*, причем 85% времени работы станка мощность резания составляет менее 10 *квт*.

Специфика операций, выполняемых на лоботокарных станках, приводит к тому, что и паспортные значения мощности главного

привода и допускаемого крутящего момента на шпинделе обычно выбирают значительно меньшими, чем для токарных станков такого же габарита. Поэтому относительные значения мощности и моментов довольно близко совпадают с соответствующими величинами, характеризующими станки других групп, типов и размеров (табл. 2).

Влияние различных условий эксплуатации на нагруженность станков. Приведенная выше фактическая картина работы станков, отражая обобщенные данные, включает случаи как интенсивного использования станков с тяжелыми режимами нагружения, так и случаи работы с заниженными режимами резания.

Пределы возможного отклонения уровней нагруженности от усредненных данных при работе станков в тех или иных специфических условиях можно оценить на примере данных ЭНИМСа о влиянии условий эксплуатации на величину используемой мощности токарных станков средних размеров. Наибольшее превышение средних показателей (составляющих 0,28—0,3 $N_{ном}$) отмечено для станков, занятых черновой обработкой, особенно при работе передовиков производства. В последнем случае средние значения мощности и момента на входных элементах привода возрастают в 1,5 раза, а крутящий момент на шпинделе — в 1,25 раз.

При обработке деталей большого диаметра значения средней относительной мощности и момента на входе превышают аналогичные значения, отражающие средний уровень, на 10—20%, а значения среднего момента на шпинделе — на 25—30%. В связи с большими моментами инерции заготовок наиболее часто используют сравнительно низкие числа оборотов шпинделя ($n_{шп} = 100 \div 400$ *об/мин*). Крупносерийное производство, в частности обработка на универсальных автоматизированных станках, характеризуется увеличением на 15—25% средних уровней мощности и момента на входных элементах привода и мощности на шпинделе; на 10—20% среднего числа оборотов и на 5—10% среднего значения крутящего момента на шпинделе.

Наиболее высокие уровни использования мощности и моментов на отдельных станках были отмечены не в крупносерийном производстве, а в индивидуальном, мелкосерийном и на оборудовании вспомогательных цехов, где еще обрабатывается значительное количество заготовок с большими припусками, а режимы резания зачастую назначаются самим рабочим-станочником.

При обработке деталей типа валиков наблюдалось снижение средней мощности на 25%, среднего момента — на 25% (на «входе» привода) и на 50% — на шпинделе. При этом применяли сравнительно высокие числа оборотов шпинделя (от 315 до 1200 *об/мин*). На снижение нагруженности оказывают влияние специфические условия обработки деталей этого типа (нежесткость, многопереходность, небольшие диаметры обработки и т. п.).

Оценка возможного отклонения уровня нагруженности станка (и привода) при рациональных режимах работы была дана для станков среднего размера [14] и тяжелых токарных станков (данные КВИИ). Сравнивали уровни использования мощности и моментов, определенные по фактическим режимам работы и вычисленные по рациональным (нормативным) значениям элементов режима обработки для большого числа деталей и операций. Учитывали также показатели, достигнутые станочниками — передовиками производства в аналогичных условиях. Анализ показал, что возможное увеличение среднего уровня используемой мощности составляет 10—30%. В этих же пределах возрастает средний момент на входе главного привода, а на шпинделе M почти не изменяется, так как скорость вращения шпинделя увеличивается на 20—30%.

Для тяжелых токарных станков анализ режимов резания, соответствующих их рациональному использованию, приведен на основе нормативов НКМЗ и результатов исследований режимов резания ЦНИИТМАШем. Рациональные режимы резания, определенные по этим данным, в 120 случаях обработки были проверены на станках. Переход к рациональным режимам осуществляли в основном путем увеличения глубины резания и включения в работу дополнительных суппортов. Увеличение подачи и скорости в большинстве случаев ограничивалось резким ростом вероятности поломок режущего инструмента. Сравнение полученных фактических и рациональных распределений показало, что средние величины параметров изменяются сильнее, чем максимальные. Так, для наиболее распространенных типоразмеров тяжелых токарных станков (D = 1250 ÷ 1600 *мм*) увеличение средних значений используемых мощности и крутящих моментов при рациональном использовании составило 30%, а увеличение максимальных значений — лишь 20—25%. Средние и максимальные значения скорости вращения шпинделя изменились в пределах 3—5%.

Оценка изменения характера и уровня нагруженности станков во времени была проведена с помощью сопоставления материалов по использованию станков, полученных в разные периоды. Данные наблюдений ЭНИМСа за нагруженностью токарных станков среднего размера, полученные в разные годы, свидетельствуют о близком сходстве характера нагрузочных зависимостей и изменении средних показателей не более чем на 20%, а максимальных значений не более чем на 10—15% за 12 лет. Сравнение данных о фактических режимах резания на тяжелых токарных станках, зарегистрированных в те же годы, показало незначительное увеличение скорости резания и подачи (на 5—10%) и глубины резания (на 10—30%). По данным механизированного учета НКМЗ (табл. 2) рост средней потребляемой мощности (по цеху) составил 25%, а максимальной — 10%. На чистовых станках (НКМЗ) роста используемой мощности и максимальных оборотов шпинделя в последние годы не наблюдалось.

Таким образом, результаты комплексного изучения нагруженности 1300 станков, проведенного ЭНИМСом, и литературные данные по использованию, охватывающие около 1500 станков, установленных на различных предприятиях, показывают, что, несмотря на различие методики изучения, условий эксплуатации станков и времени (дате) обследования, характер распределений и средние значения параметров нагружения для представительных выборок станков общего назначения лежат в определенных сопоставимых пределах.

Для станков общего назначения средних размеров различных типов величина средней мощности, потребляемой за время работы приводного электродвигателя, лежит в пределах 0,1—0,4 номинального значения, а средняя мощность, расходуемая за время резания, составляет (0,15 ÷ 0,45)$N_{ном}$. Для тяжелых станков наиболее распространенных моделей средняя мощность равна (0,2 ÷ 0,5) $N_{ном}$, а для уникальных тяжелых станков наиболее крупных моделей $N_{ср}$ = (0,05 ÷ 0,15) $N_{ном}$. При этом средний уровень нагруженности станков общего назначения при работе передовиков производства, при обдирочных операциях, при обработке заготовок большого диаметра, а также при работе с рациональными режимами резания, хотя и превышает данные для средних условий работы на 25—50%, тем не менее достигает лишь 0,35—0,5 от номинальных значений мощности и крутящего момента (на первом валу) и 0,15—0,18 от номинального значения момента на шпинделе.

ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОК И УСЛОВИЙ

Для расчетов деталей и узлов станка необходимо установить номинальную или максимальную нагрузку и расчетный режим (распределение нагрузок по времени или числу циклов).

Номинальная расчетная нагрузка. При расчетах на выносливость за номинальную нагрузку принимают наибольшую длительно действующую нагрузку фактического режима.

Номинальная расчетная нагрузка может быть определена в форме крутящего момента M, силы P или мощности и числа оборотов N и n.

При расчете станков общего назначения среднего размера номинальную нагрузку рекомендуется определять по номинальной мощности станка и некоторому расчетному числу оборотов, начиная с которого работа может идти с использованием полной мощности. Как показывает практика эксплуатации станков с универсальным характером работы, нижняя часть диапазона чисел оборотов шпинделя используется примущественно для операций, не требующих большой мощности.

Согласно статистическим данным ЭНИМСа по режимам обработки и фактическому использованию станков среднего размера, в качестве расчетного числа оборотов рекомендуется [17]: для универсальных станков — токарных, револьверных, карусельных, сверлильных[1], консольно-фрезерных и расточных, — и полуавтоматов широкого назначения — токарных гидрокопировальных и вертикальных многошпиндельных — число оборотов шпинделя, соответствующее верхней ступени нижней трети диапазона.

Для крупных и тяжелых станков в практике конструирования используются следующие рекомендации. Для токарных станков с $D = 800 \div 1500$ *мм* фирма VDF (ФРГ) за расчетное $n_{шп}$ принимает первую ступень второй трети диапазона скоростей. Для карусельных станков с $D = 800 \div 5000$ *мм* в работе [25] рекомендуются зависимости для предварительного определения расчетного числа оборотов планшайбы:

для станков с 12 ступенями оборотов планшайбы

$$n_p \approx n_{\min} \varphi^2;$$

для станков с 18 ступенями

$$n_p \approx n_{\min} \varphi^3,$$

где $n_{\min}$ — минимальное число оборотов планшайбы; φ — знаменатель ряда чисел оборотов (для карусельных станков обычно $\varphi = 1{,}26$).

Для тяжелых токарных станков с $D = 1250 \div 3200$ *мм* в работах КВИИ (Л. Н. Соловьевым) получены рекомендации по выбору номинальной нагрузки в форме максимального (номинального) момента на шпинделе. Рекомендации даны на основе статистического анализа фактических режимов резания и режимов нагрузок с учетом возможного повышения режимов резания в ближайшие 10 лет. Корреляционный анализ параметров использования всех станков размерного ряда позволил выявить зависимость $M_{ном}$ от наибольшего диаметра устанавливаемой детали D.

Для тяжелых токарных станков общего назначения

$$M_{ном} = C_м D^{1{,}9} \text{ кГм},$$

где $C_м = 2000 \div 2500$ *кГ*, а D выражен в метрах.

Для карусельных станков в работе [25] предложена зависимость

$$M_{ном} = CD^{1{,}8}.$$

Использование рекомендаций упомянутой выше работы при создании новой гаммы тяжелых токарных станков (КЗТС) позволило уменьшить в 2—3 раза $M_{ном}$ и до 1,5 раз $N_{ном}$ по сравнению с параметрами станков старого ряда, проектировавшихся исходя из работы быстрорежущим резцом с максимальным сечением среза 120—160 *мм*^{2} (хотя современные станки работают резцами, оснащенными твердым сплавом, с сечениями стружки не более 45—60 *мм*^{2}).

Расчетный и типовые режимы нагрузок. В случае специальных станков с периодически повторяющимся циклом обработки расчетный режим определяют непосредственно с помощью эксплуатационных данных (эмпирических распределений). Для станков общего назначения с универсальным характером работы необходимо предварительно свести многообразие условий работы и нагружения к нескольким типовым режимам, а затем на базе этих режимов определить расчетный режим нагружения.

Для определения типовых режимов нагружения необходимо нахождение математической зависимости, отражающей закономерности распределения нагрузки. Существуют два подхода к решению этой задачи. Первый базируется на рассмотрении эмпирических (эксплуатационных) данных как распределения одной величины — нагрузки. Согласно другому подходу эмпирические распределения трактуются как двумерные.

В первом случае подбирается теоретический закон изменения средней вероятности появления того или иного значения нагрузки. В работах [12, 32] использовался закон нормального распределения, в других работах применялись законы, отражающие выявленную резкую асимметрию эмпирических распределений (наличие доминирующих факторов).

На основании статистической обработки экспериментальных записей Д. Н. Решетовым, С. А. Шуваловым и Р. М. Чатыняном [20, 21] были предложены кривые распределения нагрузок, охватывающие основные типы режимов нагружения деталей различных машин. В работе [21] в качестве типовых режимов нагружения зубчатых передач машин и механизмов было выбрано четыре распределения (см. том I, рис. 6). Для деталей станков наиболее подходит график «гамма — распределение» (закон *Л*). Кривая *Л*, приближенно характеризующая нагруженность привода токарных станков в серийном производстве (по данным работы [19]), может быть также аппроксимирована степенной зависимостью, соответствующей резкому убыванию вероятного времени работы с увеличением нагрузки P (см. том 1, стр. 29).

Для аппроксимации эмпирических распределений нагрузок тяжелых токарных станков предложен (Л. Н. Соловьев) закон $\alpha\chi$ как более точно отражающий асимметрию распределений (рис. 10).

Для определения нагрузочных зависимостей, характеризующих совокупность однотипных станков, целесообразно рассматривать полученные распределения как двумерные [14]. В этом

[1] Для сверлильных станков при этом расчетном числе оборотов шпинделя определение $M_{шп.\,ном}$ производится, исходя из $(1{,}2 \div 1{,}4)\, N_{ном}$ (поскольку повторно-кратковременный режим работы сверлильных станков позволяет безопасно перегружать двигатель).

случае сначала вычисляют средние (по всему ряду станков) значения чисел циклов нагружения или времени использования отдельных интервалов величин нагрузки и из этих средних значений (выраженных в долях от суммарного значения) составляют обобщенные распределения для данной совокупности станков. Затем по обобщенному распределению вычисляют корреляционные уравнения, отражающие статистическую связь между значениями нагрузки и соответствующими средними (относительными) значениями числа циклов нагружения или времени. Определение параметров искомой зависимости, наилучшим образом приближающих кривую к экспериментальным данным, осуществляется

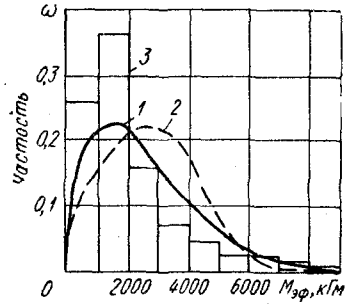


Рис. 10. Сравнение закона $\alpha\chi$ (*1*) и закона нормального распределения (*2*) для описания фактического распределения (*3*) крутящего момента для тяжелых токарных станков (D = 2500 *мм*)

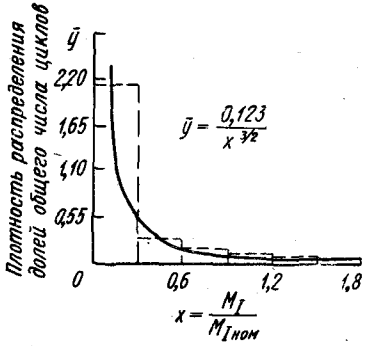


Рис. 11. График корреляционной зависимости, характеризующий эмпирическое распределение крутящих моментов на «входе» коробки скоростей токарных станков среднего размера (тяжелые условия)

на основе метода наименьших квадратов, а оценка тесноты или рассеяния данных — с помощью элементов регрессионного анализа [10].

По данным ЭНИМСа [14, 17], наиболее подходящими зависимостями (в дифференциальной форме), выражающими обнаруженную закономерность — падение числа циклов нагружения с ростом значения нагрузки (крутящего момента), оказались корреляционные уравнения гиперболического вида:

$$\bar{y}_x = \frac{c}{x}; \quad \bar{y}_x = \frac{c}{x^{3/2}}; \quad \bar{y}_x = \frac{c}{x^2},$$

где $\bar{y}_x$ — среднее относительное значение числа циклов, отнесенное к величине интервала значений нагрузки; x — значения нагрузки в долях от номинальной; c — постоянный коэффициент. Эти зависимости близко отражают эмпирические данные для станков [1], весьма просты и дают возможность некоторой экстраполяции в сторону бо́льших значений агрумента (нагрузки), что является определенным преимуществом при оценке расчетного режима. На рис. 11 изображена кривая вида $\bar{y}_x = \frac{c}{x^{3/2}}$, построенная для крутящих моментов на входе коробки скоростей на основе эксплуатационных данных для токарных станков среднего размера с тяжелыми условиями работы (по оси отложены средние относительные числа циклов нагружения, отнесенные к величине интервала относительной нагрузки).

Таблица 3

Аналитические выражения для спектров крутящих моментов станков некоторых типов

Тип станков	Условия нагружения	Корреляционные уравнения	
		I вал	шпиндель
Токарные	Средние	$\bar{y} = \frac{0{,}062}{x^2}$	$\bar{y} = \frac{0{,}0196}{x^2}$
	Тяжелые	$\bar{y} = \frac{0{,}123}{x^{3/2}}$	$\bar{y} = \frac{0{,}071}{x^{3/2}}$
Вертикально-сверлильные	Средние	$\bar{y} = \frac{0{,}0635}{x^2}$	$\bar{y} = \frac{0{,}081}{x^{3/2}}$
	Тяжелые	$\bar{y} = \frac{0{,}1463}{x^{3/2}}$	$\bar{y} = \frac{0{,}255}{x^2}$
Радиально-сверлильные	Средние	$\bar{y} = \frac{0{,}299}{x}$	$\bar{y} = \frac{0{,}0209}{x^2}$
	Тяжелые	$\bar{y} = \frac{0{,}296}{x}$	$\bar{y} = \frac{0{,}0807}{x^{3/2}}$
Револьверные (патронные)	Средние	$\bar{y} = \frac{0{,}0642}{x}$	$\bar{y} = \frac{0{,}0208}{x^2}$
	Тяжелые	$\bar{y} = \frac{0{,}146}{x^{3/2}}$	$\bar{y} = \frac{0{,}0782}{x^{3/2}}$

Примечание. $\bar{y} = \frac{\bar{\omega}_u}{\Delta x}$; $x = \frac{M_i}{M_{ном}} = \frac{P_i}{P_{ном}}$; $\bar{\omega}_u$ — среднее значение относительных чисел циклов.

[1] За исключением начального участка кривой (при очень малых значениях аргумента). Однако ошибка, вносимая вследствие этого в вычисления показателей нагрузочных зависимостей, весьма мала и ею обычно пренебрегают.

Анализ эксплуатационных данных и полученных корреляционных уравнений позволяет свести многообразие условий работы к трем схематизированным типовым условиям, укрупненно характеризующим тяжелые, средние и легкие режимы нагружения станков.

В табл. 3 приведены корреляционные уравнения спектров моментов для средних и тяжелых режимов нагружения, определенные по данным ЭНИМСа для станков общего назначения — револьверных, токарных и сверлильных средних размеров (см. рис. 2).

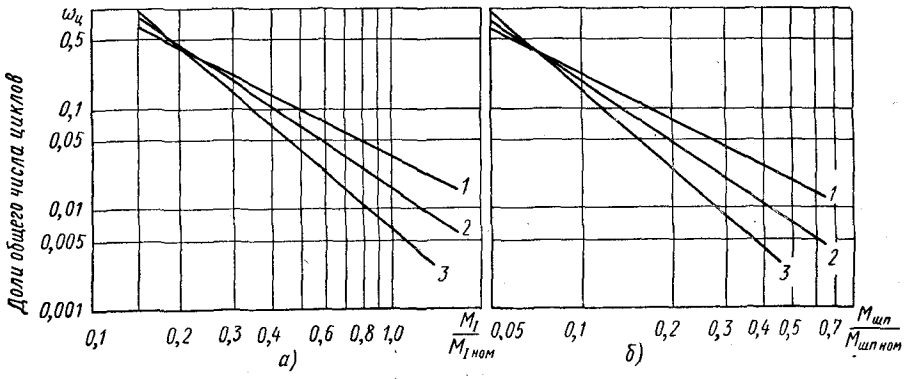


Рис. 12. Спектры нагрузок, характеризующие типовые условия нагружения токарных станков общего назначения средних размеров:

а — на первом валу; *б* — на шпинделе; *1* — для тяжелых; *2* — средних; *3* — легких

Пример графического изображения спектров моментов, характеризующих типовые режимы и рассеяние условий нагружения, дан на рис. 12 для токарных станков среднего размера (применение двойных логарифмических координат позволило представить частотные кривые выпрямленными). На графиках для станков общего назначения виден сравнительно узкий интервал рассеяния нагруженности, несмотря на существенное различие представленных условий эксплуатации и типов станков. В частности, диапазон колебаний среднего уровня нагруженности составляет 2—3, причем тяжелый режим превышает средний — по среднему уровню на 40—50%, по максимальным значениям — на 10—20%.

Глава II. РАСЧЕТЫ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПРИВОДАХ

При заданном уровне технологических нагрузок, которые измеряются обычно на оконечных (двигателе или шпинделе) звеньях привода (см. гл. I), нагрузки в промежуточных элементах привода могут быть существенно выше вследствие возникновения резонансных явлений или интенсивных пиковых перегрузок при переходных процессах. Амплитудные значения нагрузок при резонансных процессах могут при неблагоприятных сочетаниях параметров превышать средние значения в 3 раза и более; пиковые нагрузки при переходных процессах могут превышать нагрузки, определенные по статическим характеристикам соответствующих процессов, до 10—15 раз.

Такие перегрузки могут стать определяющими для долговечности деталей приводных механизмов. При конструировании привода необходимо, во-первых, иметь общие рекомендации для получения рациональной в отношении динамических характеристик конструкции и, во-вторых, иметь возможность достаточно быстро провести расчет динамических процессов. При рациональных динамических характеристиках привода динамические перегрузки даже при наиболее тяжелых режимах могут быть сведены к минимуму.

Под динамическим расчетом привода подразумевается, во-первых, определение частот собственных колебаний и форм колебаний при этих частотах, и, во-вторых, в переходных процессах — определение максимальных динамических перегрузок, а в установившихся процессах, когда определение истинной величины перегрузок представляет большую сложность, определение степени близости к резонансу.

Для первого этапа динамического расчета нужно подготовить расчетную схему и провести ее допустимое упрощение.

ПОДГОТОВКА И УПРОЩЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ

Для подготовки динамической расчетной схемы приводного механизма необходимо определить величины моментов инерции вращающихся деталей, жесткости (или податливости) упругих элементов, характеристики демпфирования, а также осуществить динамическое приведение этих элементов в систему, все элементы которой двигаются с одинаковой средней скоростью. В связи с тем, что расчетная схема имеет обычно 10 и более степеней свободы и соответствующее количество собственных частот, а динамические нагрузки в приводе определяются в основном низкочастотными процессами, целесообразно упростить расчетную схему, т. е. уменьшить ее число степеней свободы так, чтобы динамические характеристики (собственные частоты и формы колебаний) в низкочастотном диапазоне при этом не изменились.

Определение элементов расчетной схемы. Расчет моментов инерции массивных деталей так же, как определение податливости валов на кручение при динамическом расчете станочных приводов, не имеет особой специфики и может быть выполнен по известным методикам [22].

В балансе крутильной податливости коробок скоростей податливость валов на кручение составляет всего 15—30%. Наи-

большее значение имеют изгибные деформации валов и контактные деформации шпоночных и шлицевых соединений. Податливость отдельных элементов привода так же, как суммарная крутильная деформация φ, нелинейно зависит от крутящего момента $M_{кр}$:

$$\varphi \sim \left(\frac{M_{кр}}{M_{ном}}\right)^n \qquad (n \leqslant 1), \qquad (1)$$

где $M_{ном}$ — номинальный крутящий момент. Такая нелинейность определяется большой ролью контактных деформаций. Для большинства динамических расчетов (определение собственных частот и форм колебаний) учет нелинейности не дает большой дополнительной информации, приводя в то же время к существенному усложнению расчета. Поэтому ниже для нелинейных элементов, кроме формул с учетом нелинейности (или величин n), даются также средние значения крутильной податливости $e = \frac{\Delta\varphi}{\Delta M_{кр}}$ при $M_{ср} \approx \approx 0{,}5\ M_{ном}$.

Динамическая система главного привода с зубчатыми передачами из-за наличия окружной и распорной сил является сложной изгибно-крутильной системой, которая даже при двух валах имеет семь степеней свободы (без учета распределенных параметров массы и упругости). При практических расчетах эта система рассматривается приближенно, путем приведения изгибной податливости к крутильной. Допустимость такого приведения доказывается хорошим соответствием результатов расчетов по этой методике с экспериментом.

Крутильная податливость соединений вал-ступица $e_ш$ определяется контактными деформациями в соединении и суммируется с податливостью на кручение $e_к$:

$$e_ш = \frac{k_ш}{d^2 l h z}\ рад/кГсм, \qquad (2)$$

где d — диаметр соединения (для шлицевого соединения $d = d_{ср}$); l — длина соединения; h — активная высота шпонки (шлица); z — число шпонок (шлицев); при средних удельных давлениях, примерно соответствующих передаче крутящего момента $0{,}5\ M_{ном}$, $k_ш = 6{,}4 \cdot 10^{-5}$ для соединения призматической шпонкой; $13{,}6 \cdot 10^{-5}$ — для соединения сегментной шпонкой; $4 \cdot 10^{-5}$ — для шлицевых соединений и зубчатых муфт; $(3{,}2 \div 4{,}0)\ 10^{-5}$ для кулачковых муфт (меньшие значения при большом z и малой точности изготовления; l — рабочая ширина кулачка); показатель нелинейности $n \approx {}^2/_3$ шпоночных и $n \approx {}^1/_2$ для шлицевых соединений.

Крутильная податливость шарнирных (карданных) муфт

$$e_{м.ш} = \frac{5 \cdot 10^{-4}}{d^3}\ рад/кГсм, \qquad (3)$$

где d — диаметр соединяемых валов ($n \approx 1$). (Податливость *муфт с резиновыми упругими* элементами см. в разделе IX).

Расчет и приведение изгибной податливости валов, податливости опор и зубчатых передач. Передача вращения зубчатыми

колесами сопровождается изгибом валов, упругим оседанием опор и деформациями зубьев колес, что приводит к относительному смещению зацепляющихся зубчатых колес и учитывается помещением эквивалентных упругих звеньев $e_{экв}$ в расчетной схеме между моментами инерции соответствующих колес. Для определения $e_{экв}$ необходимо знать:

а) величину суммарного прогиба $\bar{y}_i$ вала под i-м зубчатым колесом от всех сил, действующих на данный вал (черта сверху показывает векторный характер величины). При наличии на валу втулок следует учитывать увеличение изгибной жесткости, характеризуемое коэффициентом $k_{из}$ (рис. 13);

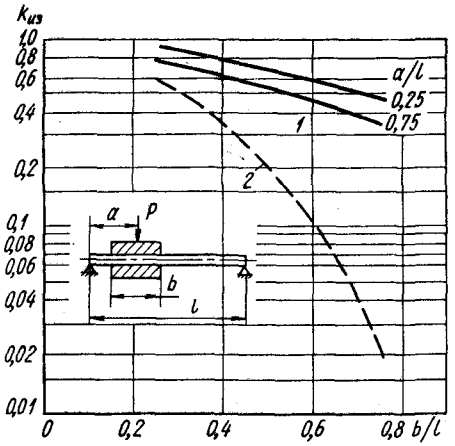


Рис. 13. Коэффициент повышения изгибной жесткости вала при наличии на нем втулок:

1 — с зазором; *2* — с натягом

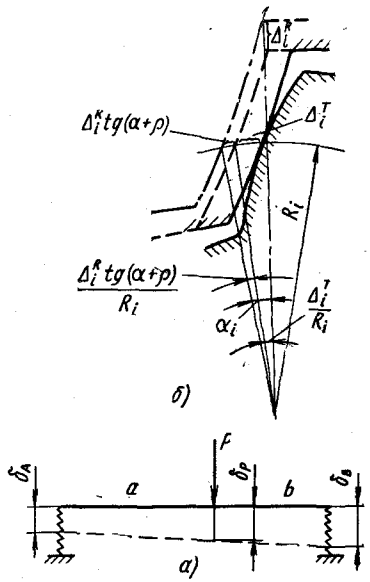


Рис. 14. Определение $e_{экв}$:

а — приведение податливости опор к изгибной; *б* — приведение изгибной податливости к крутильной

б) перемещение $\bar{\delta}_i$ i-го зубчатого колеса из-за податливости опор (рис. 14, *а*):

$$\bar{\delta}_i = (\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A)\frac{a}{a+b} + \bar{\bar{\delta}}_A = \bar{\delta}_B \frac{a}{a+b} + \bar{\delta}_A \frac{b}{a+b}, \qquad (4)$$

где $\bar{\delta}_A = e_{0A}\bar{P}_A$; $\bar{\delta}_B = e_{0B}\bar{P}_B$; $\bar{P}_A$, $\bar{P}_B$ — суммарная реакция от всех сил, действующих на вал, на опоре A, B; e_{0A}, e_{0B} — податливость опоры A,B.

Деформация опор с многовкладышными подшипниками скольжения с винтовым поджимом вкладышей при $3 \leqslant d \leqslant 16$ *см* (d — внутренний диаметр)

$$\delta = 4 \cdot 10^{-4} \frac{P}{d^{2,1}}\ см. \qquad (5)$$

Эквивалентная крутильная податливость

$$e_{изг.\,экв}=\frac{\alpha_i}{M_{к_i}}+e_{п.\,з}=\frac{\Delta^T_{i,\,i+1}+\Delta^R_{i,\,i+1}\operatorname{tg}(\alpha+\rho)}{R_i^2P_i^T}+\frac{k_з}{bR_i^2\cos^2\alpha}\ \frac{рад}{кГ\,см},\quad(6)$$

$$\alpha_i=\frac{\Delta^T_{i,\,i+1}+\Delta^R_{i,\,i+1}\operatorname{tg}(\alpha+\rho)}{R_i},$$

где $M_{к_i}$ — крутящий момент, передаваемый i-м зубчатым колесом; $\Delta^T_{i,\,i+1}$, $\Delta^R_{i,\,i+1}$ — тангенциальная и радиальная составляющие вектора $\Delta_{i,i+1}$; R_i — радиус начальной окружности i-го колеса, к валу которого приводится податливость (для конических передач — среднее значение радиуса начальной окружности); P_i^T — окружная сила в передаче; $e_{п.\,з}$ — собственная податливость зубчатой передачи, определяемая деформациями зубьев; α — угол зацепления, ρ — угол трения ($\operatorname{tg}\rho\approx 0{,}1$); b — рабочая ширина колеса в *см*; $k_з$ — упругая деформация пары зубьев при действии единичного нормального давления, приложенного на единицу ширины зуба; для стальных прямозубых колес $k_з=6\cdot10^{-6}$ *см*^{3}/*кГ*; для стальных косозубых — $3{,}6\cdot10^{-6}$; для стальных шевронных — $4{,}4\cdot10^{-6}$ *см*^{3}/*кГ*; для прямозубых полиамидных колес — $(5\div10)\cdot10^{-5}$ *см*^{3}/*кГ*.

Податливость червячной передачи невелика из-за большого количества одновременно работающих зубьев. Самотормозящие характеристики передачи, т. е. существенное различие реакции на нагрузки разных знаков, следует учитывать только в тех случаях, когда в процессе колебаний момент меняет знак. Методика динамического расчета червячной передачи при изменяющемся знаке передаваемого крутящего момента дана в работе [1].

Приведенная крутильная податливость ременной передачи

$$e_p=\frac{l_{эф}}{aR_1^2FE}\ \ рад/кГсм,\quad(7)$$

где R_1 — радиус шкива, к которому приводится податливость, в *см*; $l_{эф}=l+0{,}03v(R_1+R_2)=\sqrt{L^2-(R_1-R_2)^2}+0{,}03v(R_1+R_2)$ — эффективная (расчетная) длина ветви ремня между шкивами в *см*; l — расстояние между точками касания ремня со шкивами в *см*; L — межосевое расстояние передачи в *см*; R_2 — радиус второго шкива в *см*; v — окружная скорость ремня в *м/сек*; F — площадь поперечного сечения ремня в *см*^{2}; E — модуль упругости ремня в *кГ/см*^{2}; a — коэффициент, учитывающий степень участия ведомой ветви в передаче окружного усилия P ($a=2$ при $P<2P_o$; $a=1$ при $P>2P_o$; если $P\approx2P_o$, $a\approx1{,}5$); P_o — усилие предварительного натяжения. Из-за того, что при передаче усилия одна ветвь передачи нагружается, а другая разгружается, нелинейность упругой характеристики передачи значительно меньше нелинейности одного ремня и ее можно не учитывать (при $a=2$). Для клиновых кордотканевых ремней профиля 0 $E=(4\div6)\cdot10^3$ *кГ/см*^{2}, профилей *А* и *Б*: $E=(2{,}5\div4)\ 10^{-3}$ *кГ/см*^{2}, для бо́льших профилей значения E несколько меньше; для клиновых ремней со шнуровым хлопчатобумажным кордом $E=(6\div8)\ 10^3$ *кГ/см*^{2}; со шнуровым кордом из анидных волокон — $2\cdot10^3$ *кГ/см*^{2} [22]; для плоских кожаных ремней $E=1{,}4\cdot10^3$; тканых хлопчатобумажных — $2{,}5\cdot10^3$; тканых шерстяных — $2\cdot10^3$; прорезиненных — $2{,}1\cdot10^3$; плоских быстроходных ремней из полимерных материалов — $(23\div38)\ 10^3$; для двухслойных ремней (полимерный несущий слой толщиной h_1 с модулем E_1 + кожаный фрикционный слой толщиной h_2 с модулем E_2)

$$E=\frac{E_1h_1+E_2h_2}{h_1+h_2}.$$

Податливость передач плоским зубчатым ремнем определяется деформациями основной (армированной кордом) части ремня и деформациями зубьев ремня под нагрузкой;

$$e=\frac{l}{aR_1^2EF}+\frac{k_{з.\,p}}{bR_1^2},\quad(7')$$

где F — площадь сечения основной части ремня; $E=(60\div390)\times10^3$ *кГ/см*^{2}; $k_{з.\,p}$ — коэффициент, определяющий деформации зубьев ремня. Для применяемых в станкостроении ремней модуля $m=5$ $E=(100\div130)10^3$ *кГ/см*^{2}, $k_з\approx4{,}5\cdot10^{-3}$ *см*^{3}/*кГ*.

По технологическим причинам модуль упругости в пределах одного ремня не постоянен. Это, а также крутильные колебания шкивов могут привести к параметрическому возбуждению интенсивных поперечных колебаний ремня. Для исключения параметрического резонанса надо учитывать собственные частоты поперечных колебаний. Три низшие частоты

$$f_{I,\,II,\,III}=\frac{c}{2}\sqrt{\frac{P}{l_{эф}}\cdot\frac{g}{G}}\ гц,\quad(8)$$

где P — натяжение ведущей ветви в *кГ*; G — вес участка ремня длиной $l_{эф}$ в *кГ*; $g=981$ *см/сек*^{2}; $c=1, 2, 3$ соответственно.

Податливость цепной передачи в основном определяется контактными деформациями в шарнирах цепи:

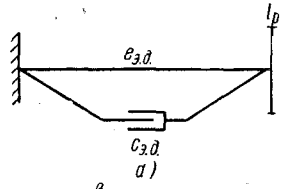
$$e_ц=\frac{k_ц l}{FtR^2}\ \frac{рад}{кГсм},\quad(9)$$

где R — радиус начальной окружности звездочки на валу приведения в *см*; $F=ld$ — проекция площади опорной поверхности шарнира в *см*^{2}; l — ширина зубчатой цепи, длина втулки втулочно-роликовой цепи в *см*; d — диаметр валика в *см*; t — шаг цепи в *см*; $k_ц=(8\div10)\cdot10^{-6}$ *см*^{3}/*кГ* для втулочно-роликовых, $(20\div25)\ 10^{-5}$ *см*^{3}/*кГ* для зубчатых цепей.

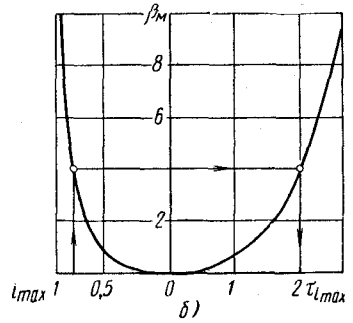
Параметры приводного электродвигателя. Электромагнитная связь между ротором и статором двигателя обладает упругостью и демпфированием. При работе двигателя на устойчивой части характеристики (для асинхронного двигателя при $s \leqslant 1{,}2\ s_{ном}$) динамическая система электродвигателя хорошо аппроксимируется простейшей одномассовой системой с демпфированием [22] (рис. 15, *а*). Для асинхронного электродвигателя

$$e_{э.д} = \frac{1}{2pM_к}\ \frac{рад}{кГ\,см}; \quad c_{э.д} = s_к \cdot \omega_э \cdot I_р\ \frac{кГ\,см \cdot сек}{\cdot\ рад}, \tag{10}$$

где p — число пар полюсов; $M_к$, $s_к$ — критический (максимальный) момент в *кГсм* и скольжение; $\lambda_m = \frac{M_к}{M_{ном}}$ — кратность максимального момента; $\omega_э = 2\pi f_э$; $f_э$ — частота энергосети в *гц*; $I_р$ — момент инерции ротора в $кГсм/сек^2$.



а)



б)

Рис. 15. Определение динамических характеристик приводного электродвигателя:

а — механическая модель; б — номограмма для определения электромагнитной постоянной времени двигателя постоянного тока

Для двигателя постоянного тока:

$$e_{э.д} = \nu\omega_o T_э\ \frac{рад}{кГ\,см}, \quad c_{э.д} = \frac{I_р}{T_э}\ \frac{кГ\,см\,сек}{рад}, \tag{10'}$$

где $\nu = \frac{s}{M}$ — крутизна статической характеристики двигателя в координатах: момент M — скольжение s; ω_o — скорость идеального холостого хода в *рад/сек*; $T_э = \frac{L_я}{R_я}$ — электромагнитная постоянная времени двигателя в *сек*; $L_я$, $R_я$ — индуктивность и активное сопротивление якорной цепи. По осциллограмме переходного процесса тока в якорной цепи при увеличении напряжения на якоре вращающегося двигателя на величину ΔU определяется максимальное приращение тока ΔI_{max} и время Δt_{max} от момента наброса напряжения до момента, когда ток наибольший; по безразмерной величине $i_{max} = \frac{\Delta I_{max} R_я}{\Delta U}$ по номограмме рис. 15, *б* определяется безразмерная величина [16]

$$T_э = \frac{\Delta t_{max}}{\tau_{i_{max}}}.$$

Приведение расчетной схемы выполняется по методике [22].

Учет демпфирования в расчетной схеме. Демпфирование в приводе определяется электромагнитным демпфированием двигателя, рассеянием энергии в стыках (шпоночные и шлицевые соединения, опоры валов, неподвижные посадки) и в специальных упруго-демпфирующих элементах; рассеяние энергии в материале деталей из-за его малости можно не учитывать. Для стыков относительное рассеяние энергии $\psi = 2\delta = 0{,}6 \div 1{,}0$ (по данным З. М. Левиной); данные по демпфированию упруго-демпфирующих материалов приведены в разд. IX.

При низшей форме колебаний амплитуда упругого момента $M_{упр}$ в большинстве случаев постоянна на всех участках приведенной системы, т. е. можно рассматривать систему как двухмассовую, имеющую податливость упругой связи $e = e_1 + e_2$, где e_1 — податливость упругого участка (сумма приведенных величин податливости кручения и изгиба валов), $e_2 = ae$ (сумма приведенных величин податливости стыков) — податливость упруго-демпфирующего участка с относительным рассеянием энергии ψ. В этом случае суммарное относительное рассеяние энергии в приводе

$$\psi_\Sigma = a\psi. \tag{11}$$

Для коробок скоростей доля податливости шпоночных и шлицевых соединений в балансе податливости составляет в среднем 37% [22]; с учетом податливости опор и зубчатых передач $a \approx 0{,}45$, т. е. $\psi_\Sigma = 0{,}45\psi = 0{,}27 \div 0{,}45$. Логарифмический декремент для коробок скоростей $\delta = \frac{\psi_\Sigma}{2} = 0{,}13 \div 0{,}22$ (эти значения подтверждаются экспериментальными исследованиями [22]).

В общем случае, когда низшая форма колебаний не столь проста, при оценке суммарного демпфирования на высших формах колебаний, когда ψ и a различны на разных участках системы, необходимо определить распределение амплитуды по системе, т. е. форму колебаний упругого момента $M_{упр}$. Зная $M_{упр_i}$, a_i и ψ_i в каждом i-м упругом участке приведенной расчетной схемы, можно записать

$$\psi_\Sigma = \frac{\sum_i \left(\frac{M_{упр_i}}{M_{упр_1}}\right)^2 \psi_i a_i e_i}{\sum_i \left(\frac{M_{упр_i}}{M_{упр_1}}\right)^2 e_i}, \tag{11'}$$

где введены относительные (нормированные) значения $M_{упр}$, что позволяет удобно использовать амплитудно-частотные характеристики $M_{упр}$ в логарифмическом масштабе, получаемые при проведении динамического расчета на электромоделирующей установке [22]. Зная ψ_Σ для данной формы колебаний, можно определить логарифмический декремент свободных колебаний $\delta = \frac{\psi_\Sigma}{2}$ или коэффициент резонансного усиления вынужденных колебаний

$Q = \frac{л}{\delta} = \frac{2л}{\psi_\Sigma}$ при любой сложности системы. Для трехмассовых систем удобно определять демпфирование полной системы по графикам на рис. 22.

Величины a_i определяются для каждого упругого участка при подготовке расчетной схемы; при упрощении расчетной схемы (см. ниже) могут быть вычислены a_i для каждого упругого участка упрощенной системы, исходя из величин a_i в полной системе.

Пример расчета демпфирования (привод станка мод. 6Н13ПБ, $n_{шп} = 60$ *об/мин*). На рис. 16, *а* показана упрощенная (семимассовая) расчетная

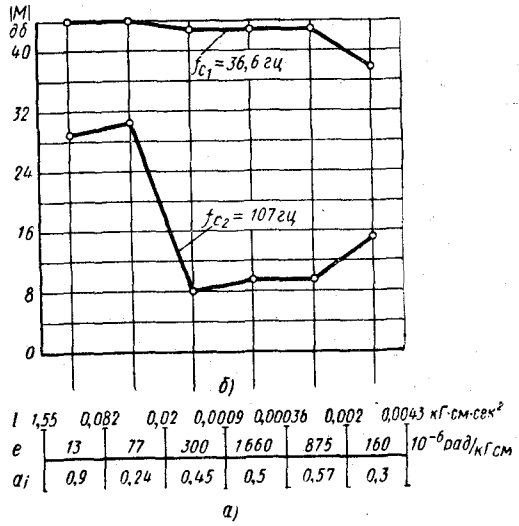


Рис. 16. Динамическая расчетная схема (*а*) и формы колебаний модуля упругого момента (*б*) привода станка мод. 6Н13ПБ при $n_{шп} = 60$ *об/мин*

схема, на которой указаны величины a_i; на рис. 16, *б* даны формы колебаний модуля $M_{упр}$ для двух низших собственных частот (f_{c_1} и f_{c_2}). Из графика форм колебаний легко определить $\frac{M_{упр_i}}{M_{упр_1}}$ (табл. 4, верхняя строка в *дб*, нижняя — в абсолютных единицах).

Таблица 4

Относительный момент для различных упругих участков

Собственная частота	Номер упругого участка					
	1	2	3	4	5	6
f_{c_1}	0	0	−1,3	−1,3	−1,3	−6,0
	1,0	1,0	0,86	0,86	0,86	0,5
f_{c_2}	0	+0,5	−21	−19,5	−19,5	−14
	1,0	1,2	0,09	0,106	0,106	0,2

а) принимаем $\psi_i = 0{,}6 = \text{const}$ $(i \geqslant 1)$, тогда при низшей собственной частоте f_{c_1}

$$\psi_{\Sigma_1} = 0{,}6\,\frac{1{,}0^2\cdot 0{,}9\cdot 13 + 1{,}0^2\cdot 0{,}24\cdot 77 + 0{,}86^2\cdot 0{,}45\cdot 300 + 0{,}86^2\cdot 0{,}5\cdot 1660 + 0{,}86^2\cdot 0{,}57\cdot 875 + 0{,}5^2\cdot 0{,}3\cdot 160}{1{,}0^2\cdot 13 + 1{,}0^2\cdot 77 + 0{,}86^2\cdot 300 + 0{,}86^2\cdot 1660 + 0{,}86^2\cdot 875 + 0{,}5^2\cdot 160} = 0{,}6\,\frac{1132}{2230} = 0{,}3;$$

при собственной частоте f_{c_2}

$$\psi_{\Sigma_2} = 0{,}6\,\frac{1{,}0^2\cdot 0{,}9\cdot 13 + 1{,}2^2\cdot 0{,}24\cdot 77 + 0{,}09^2\cdot 0{,}45\cdot 300 + 0{,}106^2\cdot 0{,}5\cdot 1660 + 0{,}106^2\cdot 0{,}57\cdot 875 + 0{,}2^2\cdot 0{,}3\cdot 160}{1{,}0^2\cdot 13 + 1{,}2^2\cdot 77 + 0{,}09^2\cdot 300 + 0{,}106^2\cdot 1660 + 0{,}106^2\cdot 875 + 0{,}2^2\cdot 160} = 0{,}6\,\frac{56{,}3}{161{,}4} = 0{,}21;$$

б) увеличиваем демпфирование в упругой муфте: $\psi_1 = 1{,}0$; $\psi_i = 0{,}6\,(i > 1)$; тогда

$$\psi_{\Sigma_1} = \frac{1{,}0\cdot 1{,}0^2\cdot 0{,}9\cdot 13 + 0{,}6\,(1{,}0^2\cdot 0{,}24\cdot 77 + 0{,}86^2\cdot 0{,}45\cdot 300 + 0{,}86^2\cdot 0{,}5\cdot 1660 + 0{,}86^2\cdot 0{,}57\cdot 875 + 0{,}5^2\cdot 0{,}3\cdot 160)}{2230} = \frac{682}{2230} = 0{,}306;$$

$$\psi_{\Sigma_2} = \frac{1{,}0\cdot 1{,}0^2\cdot 0{,}9\cdot 13 + 0{,}6\,(1{,}2^2\cdot 0{,}24\cdot 77 + 0{,}09^2\cdot 0{,}45\cdot 300 + 0{,}106^2\cdot 0{,}5\cdot 1660 + 0{,}106^2\cdot 0{,}57\cdot 875 + 0{,}2^2\cdot 0{,}3\cdot 160)}{161{,}4} = \frac{38{,}4}{161{,}4} = 0{,}24.$$

Таким образом, демпфирование в этой системе при f_{c_2} существенно меньше, чем при f_{c_1}; увеличение демпфирования в упругой муфте не влияет на демпфирование системы при f_{c_1}, но увеличивает демпфирование при f_{c_2}.

При проведении динамических расчетов с помощью вычислительных средств иногда требуется определить коэффициенты демпфирования в уравнениях движения. Поскольку величины ψ_i как для стыков деталей станков, так и для большинства упругодемпфирующих материалов не зависят от частоты, то коэффициенты демпфирования c_i для каждой i-й парциальной системы зависят от частоты. Целесообразно введение величины

$$c_{i_0} = \frac{\psi_i}{л\omega_{i_0} e_i}, \quad \text{т. е.} \quad c_i = c_{i_0}\cdot\frac{\omega_{i_0}}{\omega},$$

где ψ_i, e_i — рассеяние энергии, податливость i-го упругого элемента системы; ω_{i_0} — собственная круговая частота i-й парциальной системы; ω — частота, при которой необходимо определить c_i. Так как демпфирование влияет на колебания системы при собственных частотах (в резонансной области и при свободных колебаниях), то при динамических расчетах целесообразно принимать ω равными собственным частотам полной системы для каждой частотной области, примыкающей к соответствующей собственной частоте.

Упрощение расчетных схем. В большинстве случаев диапазон частот возмущающих сил таков, что для полного исследования приводного механизма достаточно знать только его низшие собственные частоты и формы колебаний при этих частотах. Можно показать [22], что если $f_{\lim}$ — наивысшая предельная частота, при которой представляет интерес поведение исследуемой цепной или разветвленной системы, имеющей n степеней свободы, то эту систему можно свести к динамической цепной или разветвленной системе, имеющей $\kappa < n$ степеней свободы, у которой собственные частоты и формы колебаний в частотном диапазоне $0 < f \leqslant f_{\lim}$ с заданной точностью совпадают с соответствующими характеристиками полной системы.

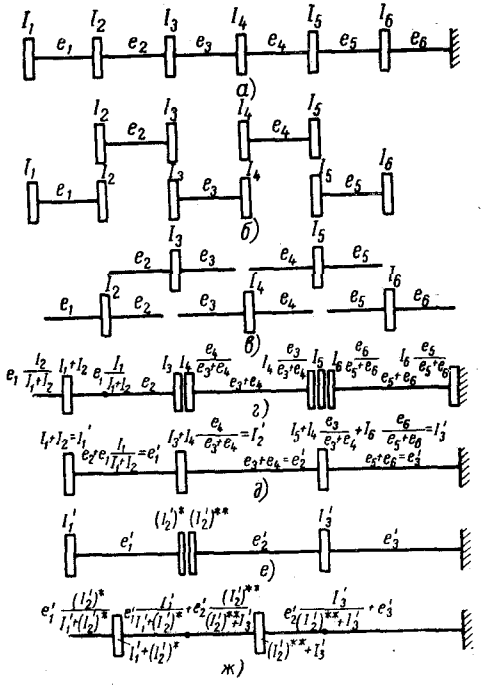


Рис. 17. Последовательность упрощения цепной системы

Для проведения упрощения по данному методу система (рис. 17, *а*) расчленяется на парциальные системы: двухмассовые (рис. 17, *б*) и одномассовые (рис. 17, *в*). Для каждой парциальной системы определяется квадрат ее собственной (парциальной) круговой частоты $n^2 = \frac{1}{Ie}$:

для κ-й двухмассовой системы

$$I = \frac{I_\kappa I_{\kappa+1}}{I_\kappa + I_{\kappa+1}}, \quad e = e_\kappa;$$

для κ-й одномассовой системы $I = I_{\kappa+1}$,

$$e = \frac{e_\kappa e_{\kappa+1}}{e_\kappa + e_{\kappa+1}}.$$

Метод основан на том, что парциальная система, у которой $n \gg \omega_{\lim}^2$ (или $Ie \ll \omega_{\lim}^2$), где $\omega_{\lim} = 2\pi f_{\lim}$, может быть заменена парциальной системой другого типа, т. е. двухмассовая система $I_\kappa - e_\kappa - I_{\kappa+1}$ — одномассовой $e'_\kappa - I'_\kappa - e'_{\kappa+1}$, где $e'_\kappa = \frac{e_\kappa I_{\kappa+1}}{I_\kappa + I_{\kappa+1}}$, $e'_{\kappa+1} = \frac{e_\kappa I_\kappa}{I_\kappa + I_{\kappa+1}}$, $I'_\kappa = I_\kappa + I_{\kappa+1}$, а одномассовая система $e_\kappa - I_\kappa - e_{\kappa+1}$ — двухмассовой $I''_\kappa - e''_\kappa - I''_{\kappa+1}$, где $I''_\kappa = \frac{I_\kappa e_{\kappa+1}}{e_\kappa + e_{\kappa+1}}$, $I''_{\kappa+1} = \frac{I_\kappa e_\kappa}{e_\kappa + e_{\kappa+1}}$, $e''_\kappa = e_\kappa + e_{\kappa+1}$, и при этом передаточная матрица этой парциальной системы искажается в минимальной степени

в частотном диапазоне $0 < f \leqslant f_{\lim}$. На рис. 17, *г* показана система, полученная в результате такого преобразования парциальных систем $I_1 - e_1 - I_2$; $e_3 - I_4 - e_4$; $e_5 - I_6 - e_6$ в системе на рис. 17, *а*. Преобразованные (заменяющие) системы «вставляются» в основную динамическую систему. В результате получается упрощенная расчетная схема (рис. 17, *д*), имеющая меньшее число степеней свободы, по сравнению с первоначальной, на число преобразованных систем. Для упрощенной системы (рис. 17, *д*) снова можно определить парциальные частоты n и повторить преобразование для тех парциальных систем, для которых $n \gg \omega_{\lim}$.

Если парциальная система, для которой $n \gg \omega_{\lim}$, является краевой (например, системы $I_1 - e_1 - I_2$ или $e_5 - I_6 - e_6$ на рис. 17), то после преобразования двухмассовой парциальной системы остается «свободный» упругий участок ($e_1 \frac{I_2}{I_1 + I_2}$ на рис. 17, *г*), который не влияет на динамику системы и может быть отброшен; аналогично, после преобразования одномассовой системы одна из масс преобразованной системы ($I_5 \frac{e_5}{e_5 + e_6}$ на рис. 17,*г*) сливается с заделкой, т. е. также отбрасывается. При преобразованиях краевых систем изменяются суммарные податливость и момент инерции системы. В остальных случаях эти величины при упрощении не изменяются.

На рис. 17, *е* на примере одномассовой парциальной системы показан искусственный прием деления элемента на две части с целью увеличения парциальных частот. Масса I'_2 разбивается на две части, одна из которых приписывается левой парциальной системе, другая — правой, так чтобы величины парциальных частот этих систем были наибольшими. Затем обе системы одновременно преобразуются в одномассовые парциальные системы (рис. 17, *ж*), что уменьшает на единицу число степеней свободы полной системы. Такой прием полезен, если парциальная частота системы $e_{n-1} - I_n - e_n$ меньше, чем парциальные частоты полученных систем $I_{n-1} - e_{n-1} - I_n^*$ и $I_n^{**} - e_n - I_{n+1}$. Аналогичный прием можно применять и для двухмассовых парциальных систем, при этом на две части разбивается податливость упругого элемента.

На рис. 18 показан пример упрощения расчетной схемы от восьми- до двухмассовой системы.

Важным при использовании такого метода упрощения расчетных схем является критерий сравнения парциальных частот с $\omega_{\lim}$. Опыт динамического исследования большого количества цепных и разветвленных систем позволил установить следующие критерии: при необходимости получения неискаженной (в пределах ± 2 *дб*) формы колебаний на частоте $\omega_{\lim}$ допустимо преобразовывать парциальные системы, для которых $n \geqslant (3{,}5 \div 4)\,\omega_{\lim}$. Собственные частоты менее чувствительны к преобразованиям системы; при необходимости получения значений собственных

частот системы в диапазоне $0 < \omega_c \leqslant \omega_{lim}$ с точностью $\pm 3 \div 5\%$ допустимо преобразовывать парциальные системы, для которых $n \geqslant (2 \div 2{,}5)\,\omega_{lim}$. Так как в расчетных схемах величины податливостей задаются обычно с точностью 10—20%, величины демпфирования с точностью 15—30%, то указанные величины точности аппроксимации можно считать приемлемыми,

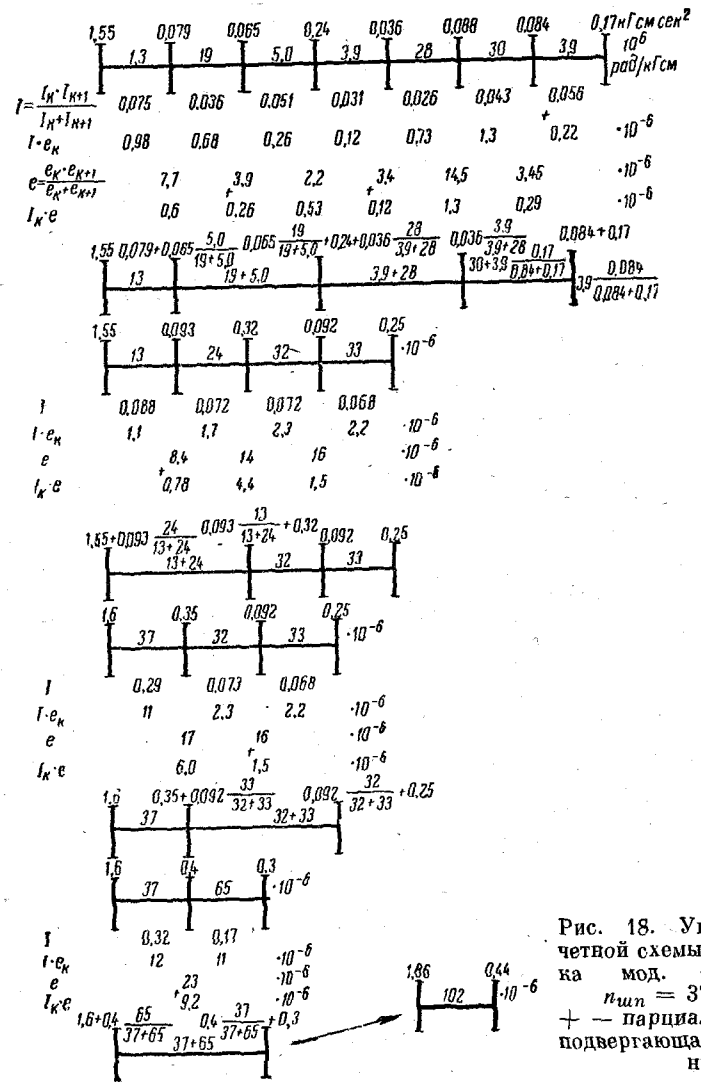


Рис. 18. Упрощение расчетной схемы привода станка мод. 6Н13ПБ при $n_{шп} = 375$ *об/мин*:
+ — парциальная система, подвергающаяся упрощению

Заранее нельзя предугадать, насколько уменьшится порядок системы в результате упрощения; это определяется характером распределения масс и податливостей в системе, величиной ω_{lim}, принятым критерием преобразования парциальных систем. Однако часто требуется привести исследуемую систему к системе с заданным количеством масс, например к двух- или трехмассовой. Применение изложенного метода позволяет привести цепную систему к системе с заданным количеством масс наиболее точно, доказательством чему является близкое совпадение (с точностью до 5%) низших собственных частот полной системы с собственными частотами полученных таким путем двух- и трехмассовых систем.

Непосредственное применение метода позволяет определить без обращения к специальным вычислительным средствам только одну-две низших собственных частоты (расчетом трехмассовой системы). Возможности метода существенно расширяются, если учесть, что для динамической системы с сосредоточенными постоянными сумма квадратов всех парциальных частот равна сумме квадратов всех собственных частот [7]. Используя это положение, можно весьма просто определять высшие собственные частоты следующим образом: проводится упрощение системы до трехмассовой; определяются две низших собственных частоты; определяется сумма квадратов парциальных частот четырехмассовой системы; вычитанием из нее суммы квадратов двух низших собственных частот получаем квадрат третьей собственной частоты; аналогично исследуется пятимассовая система и т. д.

Интересные возможности дает этот метод для оценки влияния различных элементов расчетной схемы на низшие собственные частоты и соответствующие формы колебаний. Так, по схеме на рис. 17 видно, что по мере перехода от полной системы (рис. 17, *а*) к окончательной двухмассовой системе (рис. 17, *ж*), которая, по предположению, достаточно точно описывает поведение системы при низшей собственной частоте, дважды отбрасываются части податливости e_1: при переходе от рис. 17, *г* к рис. 17, *д* — величина $\frac{e_1 I_2}{I_1 + I_2}$ и при переходе от рис. 17, *е* к рис. 17, *ж* — величина $\left[\frac{e_1 I_1}{I_1 + I_2}\right] \frac{(I_2')^*}{[I_1' + (I_2')^*]}$. Отсюда следует, что величина e_1 в слабой степени влияет на величину низшей собственной частоты и на соответствующую форму колебаний. В меньшей степени изменяется величина e_2 {при переходе от рис. 17, *е* к рис. 17, *ж* отбрасывается $\frac{e_2 (I_2')^*}{[I_1' + (I_2')^*]}$} и величина I_6 (при переходе от рис. 17, *г* к рис. 17, *д* отбрасывается $I_6 \frac{e_6}{e_5 + e_6}$). Анализ указанных величин позволяет сделать вывод о количественном влиянии соответствующих элементов на динамические характеристики системы и наметить направление конструктивного воздействия на привод

с целью изменения его динамических характеристик. Так, например, в схеме на рис. 17 существенное изменение податливости e_1 почти не окажет влияния на низшую собственную частоту системы.

В ряде случаев такой анализ позволяет существенно упростить динамическое исследование системы (например, при наличии в элементе e_1 на рис. 17 существенной нелинейности, значительного демпфирования, при статистическом распределении величины e_1, резко отличном от характера распределения величин других элементов системы, и т. п. Учет этих особенностей не обязателен, если элемент оказывает малое влияние на интересующие расчетчика динамические характеристики системы).

В связи с тем, что проведение упрощения сложных систем требует весьма малых затрат времени, может оказаться целесообразным сравнительное исследование различных вариантов системы с целью оценки влияния конструктивных изменений. Пример такого исследования приведен в работе [23].

Этот метод пригоден не только для цепных, разветвленных и замкнутых цепных систем, но и для поступательных систем, электрических и гидравлических цепей и любых динамических систем (в частности, с распределенными параметрами), в которых можно выделить парциальные системы рассмотренных типов.

МЕТОДИКА ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРИВОДА

Для исследования динамических процессов при стационарных возмущающих воздействиях необходимо знать собственные частоты динамической системы и формы колебаний на этих частотах. Для исследования динамических процессов в переходных режимах также необходимо знать собственные частоты и формы колебаний системы, однако задача динамического исследования существенно усложняется. В настоящее время известно и применяется множество методов определения динамических характеристик цепных и разветвленных систем: численные (ручным счетом и на ЦВМ), на аналоговых моделях структурного типа, на электромоделирующих установках. Эти методы подробно рассмотрены в работе [22].

В большинстве практических случаев необходимо быстро провести динамический расчет, выявить качественную картину динамических процессов в приводе, оценить влияние различных конструктивных элементов на динамические характеристики, исследовать динамические процессы в переходных режимах и т. п. без привлечения какой-либо вычислительной техники, кроме счетной линейки. Для проведения упрощенного исследования динамическая система привода должна быть упрощена до двух- или трехмассовой системы с использованием методов, приведенных на стр. 40—44.

Исследование двухмассовой системы (рис. 19, *а*) проводится элементарно. Уравнения этой системы

$$\left.\begin{aligned} I_1\ddot{\varphi}_2 + c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{1}{e}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_1(t); \quad \text{(а)} \\ I_2\ddot{\varphi}_2 + c(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + \frac{1}{e}(\varphi_2 - \varphi_1) = M_2(t), \quad \text{(б)} \end{aligned}\right\} \tag{12}$$

или, умножая равенство (12 *а*) на I_2, равенство (12 *б*) на I_1 и вычитая второе из первого

$$\frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2}\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + \frac{1}{e}\theta = \frac{I_2}{I_1 + I_2}M_1(t) + \frac{I_1}{I_1 + I_2}M_2(t), \tag{12'}$$

где $\theta = \varphi_1 - \varphi_2$. Крутящий момент в упругой связи $M_{12} = \frac{1}{e}(\varphi_1 - \varphi_2) = \frac{1}{e}\theta$, поэтому

$$\frac{1}{\omega_c^2}\ddot{M}_{12} + ce\dot{M}_{12} + M_{12} = \frac{I_2}{I_1 + I_2}M_1(t) + \frac{I_1}{I_1 + I_2}M_2(t), \tag{12''}$$

где $\omega_c = 2\pi f_c = \sqrt{\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2 e}}$ — собственная круговая частота рассматриваемой системы; f_c — собственная частота системы.

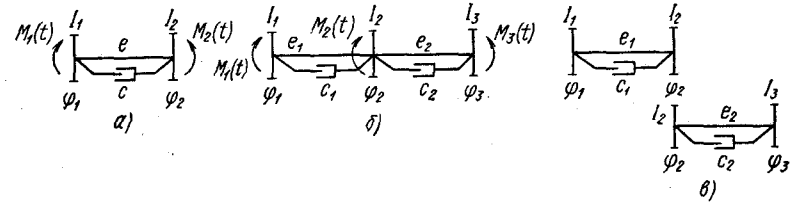


Рис. 19. Двухмассовая (*а*) и трехмассовая (*б*, *в*) расчетные схемы

При частоте f_c форма колебаний перемещения (или колебательной скорости) выражается в виде

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{\dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_2} = -\frac{I_2}{I_1}; \tag{13}$$

упругий момент имеет одинаковую величину по всей упругой связи.

Характеристики рассеяния энергии для этой системы

$$\left.\begin{aligned} \Delta = \frac{ce\omega_c^2}{2} = \frac{c(I_1 + I_2)}{2I_1 I_2} = \frac{c}{c_{кр}}\omega_c; \\ c_{кр} = 2\omega_c\frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2} = 2\sqrt{e\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}}; \\ \delta \approx 2\pi\frac{c}{c_{кр}} = \frac{\pi c\omega_c I_1 I_2}{I_1 + I_2}; \quad Q = \frac{\pi}{\delta} = \frac{I_1 + I_2}{c\omega_c I_1 I_2}, \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

где Δ — относительное демпфирование; $c_{кр}$ — критический коэффициент демпфирования; δ — логарифмический декремент; Q — коэффициент динамического усиления в резонансе.

Если $M_{1,2}(t)$ — импульсные или ступенчатые функции, то обычно требуется определить максимальное (пиковое) значение упругого момента $M_{12\,max}$. Импульсное воздействие прикладывается обычно к одной из масс системы, поэтому можно принять, например:

$$M_2(t)=0,\ M_1(t)=M(t)\quad (0\leqslant t\leqslant\tau).$$

Тогда

$$M_{12\max}=\mu M_o\frac{I_2}{I_1+I_2}, \tag{15}$$

где M_0 — максимальное (пиковое) значение функции $M(t)$; μ — коэффициент динамичности, зависящий от вида функции $M(t)$, от соотношения между τ и периодом собственных колебаний системы $T_c=\frac{2\pi}{\omega_c}$, от степени демпфирования колебательной системы $\eta=\frac{c}{c_{кр}}$.

На рис. 20 приведены значения μ для типичных функций: на рис. 20, *а* полуволны синусоиды $M(t)=M_o\sin\pi\frac{t}{\tau}$ $(0\leqslant t\leqslant\tau)$; $M(t)=0$ $(t>\tau)$; на рис. 20, *б* обращенной синусоиды $M(t)=\frac{M_o}{2}\left(1-\cos 2\pi\frac{t}{\tau}\right)$ $(0\leqslant t\leqslant\tau)$; $M(t)=0$ $(t>\tau)$; на рис. 20, *в* деформированной обращенной синусоиды $M(t)=M_o e^{\frac{\pi}{2}-2\pi\frac{t}{\tau}}\times\left(1-\cos 2\pi\right)\frac{t}{\tau}$ $(0\leqslant t\leqslant\tau)$; $M(t)=0$ $(t>\tau)$; на рис. 20, *г* затухающей синусоиды $M(t)=M_o e^{\delta\frac{t}{\tau}}\sin 2\pi\frac{t}{\tau}$ при $\delta=0{,}6$; на рис. 20, *д* прямоугольного импульса $M(t)=M_o$ $(0\leqslant t\leqslant\tau)$; $M(t)=0$ $(t>\tau)$; на рис. 20, *е* ступенчатой функции с наклонным фронтом $M(t)=M_o\frac{t}{\tau}$ $(0\leqslant t\leqslant\tau)$; $M(t)=M_o$ $(t>\tau)$; на рис. 20, *ж* показан коэффициент динамичности относительных колебаний $\mu_{отн}$, т. е. отношение $\frac{(\varphi_2-\varphi_1)_{\max}}{\varphi_{1\text{ст}}}$ при воздействии на массу I_1 импульса перемещения $\varphi_1(t)$ „обращенная синусоида". Для систем без демпфирования функции $\mu=f\left(\frac{\tau}{T_c}\right)$ являются фактически спектральной плотностью соответствующего импульса.

На рис. 21 приведены временные зависимости изменения упругого момента $M_{12}(t)$ при действии импульсной нагрузки с различной формой импульсов при разных соотношениях $\frac{\tau}{T_c}$.

Исследование трехмассовых систем (см. рис. 19, б). При динамическом исследовании трехмассовой системы удобно расчленить ее на две парциальные двухмассовые системы и рассматривать «связанность» происходящих в них динамических процессов, т. е.

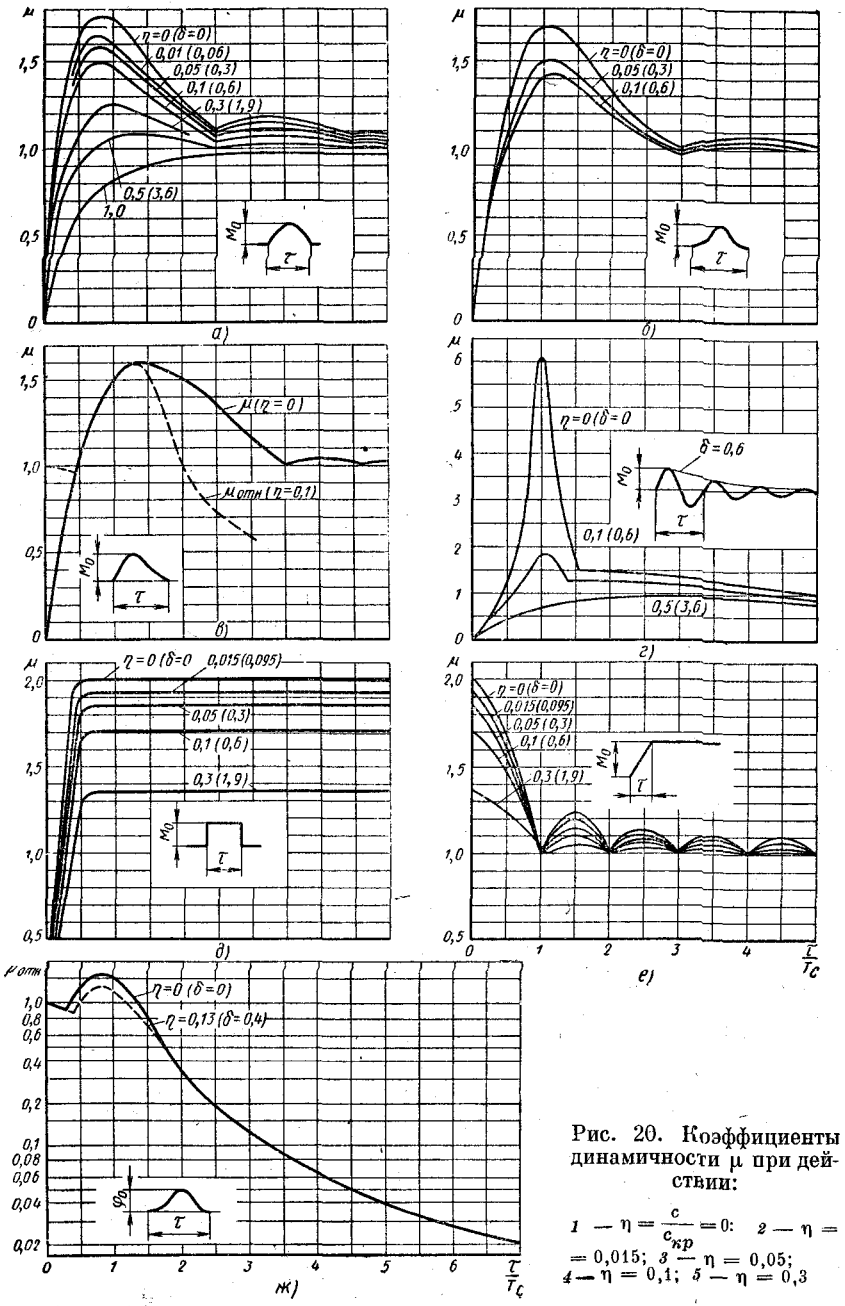


Рис. 20. Коэффициенты динамичности μ при действии:

1 — $\eta=\frac{c}{c_{кр}}=0$; *2* — $\eta=0{,}015$; *3* — $\eta=0{,}05$; *4* — $\eta=0{,}1$; *5* — $\eta=0{,}3$

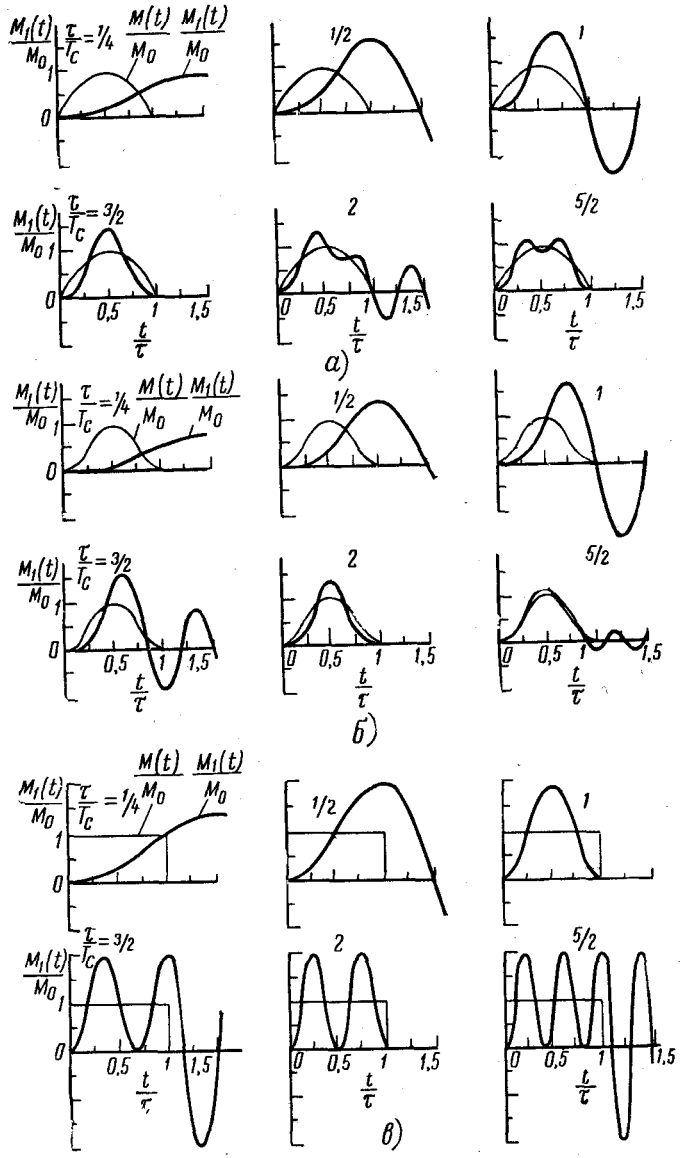


Рис. 21. Колебания, вызванные действием импульсов $M(t)$ разной формы и продолжительности:

M_0 — амплитуда импульса; $M_1(t)$ — упругий момент в системе; *а* — импульс «полуволна синусоиды»; *б* — импульс «обращенная синусоида»; *в* — прямоугольный импульс

взаимное влияние этих парциальных систем. Такое рассмотрение очень наглядно, просто и позволяет полнее выявить физический смысл происходящих явлений. Уравнения системы на рис. 19, *б* можно записать в виде [22]:

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{I_1I_2I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}e_1\ddot{M}_{12}+\frac{I_3}{I_2+I_3}c_1e_1\dot{M}_{12}+\frac{I_3}{I_2+I_3}M_{12}-\\
&-\frac{I_1I_3M_{23}}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}=\frac{I_2I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}M_1(t)-\\
&-\frac{I_1I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}M_2(t);\\
&\frac{I_1I_2I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}e_2\ddot{M}_{23}+\frac{I_1}{I_1+I_2}c_2e_2\dot{M}_{23}+\frac{I_1}{I_1+I_2}M_{23}-\\
&-\frac{I_1I_3M_{12}}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}=-\frac{I_1I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}M_2(t)+\\
&+\frac{I_1I_2}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}M_3(t),
\end{aligned}\right\}\qquad(16)$$

где $\frac{I_1I_2I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}e_1$, $\frac{I_1I_2I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}e_2$ — обобщенные массы;

$\alpha_{11}=\frac{I_3}{I_2+I_3}$; $\alpha_{22}=\frac{I_1}{I_1+I_2}$ — обобщенные жесткости; $\alpha_{12}=\frac{I_1I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}$ — коэффициент упругой (координатной) связи; $\frac{I_3}{I_2+I_3}c_1e_1$, $\frac{I_1}{I_1+I_2}c_2e_2$ — обобщенные коэффициенты демпфирования; $M_1'(t)=\frac{I_2I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}M_1(t)-\frac{I_1I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}M_2(t)$, $M_2'(t)=-\frac{I_1I_3M_2(t)}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}+\frac{I_1I_2M_3(t)}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}$ — обобщенные возмущающие воздействия; безразмерный коэффициент упругой связи $\gamma=\sqrt{\frac{\alpha_{12}^2}{\alpha_{11}\alpha_{22}}}=\sqrt{\frac{I_1I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}}$. Связанность процессов в парциальных системах характеризуется введенным Л. И. Мандельштамом коэффициентом связанности

$$\sigma=2\gamma\frac{n_1n_2}{|n_1^2-n_2^2|}=2\gamma\frac{\frac{n_2}{n_1}}{\left|1-\frac{n_2^2}{n_1^2}\right|},\qquad(17)$$

где $n_1=\sqrt{\frac{I_1+I_2}{I_1I_2e_1}}$, $n_2=\sqrt{\frac{I_2+I_3}{I_2I_3e_2}}$ — парциальные круговые частоты соответствующих систем (рис. 19, *в*).

На рис. 22, *а* дан график величины $\frac{\sigma}{\gamma}$ в зависимости от $\frac{n_1}{n_2}$; при пользовании графиком следует учесть, что $\sigma\left(\frac{n_2}{n_1}\right)=\sigma\left(\frac{n_1}{n_2}\right)$. Чем больше σ, тем больше взаимное влияние парциальных систем. При малых σ процессы, происходящие в парциальных системах

на рис. 19,*в*, практически независимы, и эти системы можно рассматривать раздельно. Две частоты собственных колебаний полной системы при этом мало отличаются от соответствующих парциальных частот. На рис. 22, *б* даны графики, позволяющие определить собственные частоты ω_{c1} и ω_{c2} трехмассовой системы по известным парциальным частотам и коэффициенту σ.

Если для обеих парциальных систем $\left(\frac{c}{c_{кр}}\right)_{1,2} \ll 1$, то величины относительного демпфирования на двух собственных формах

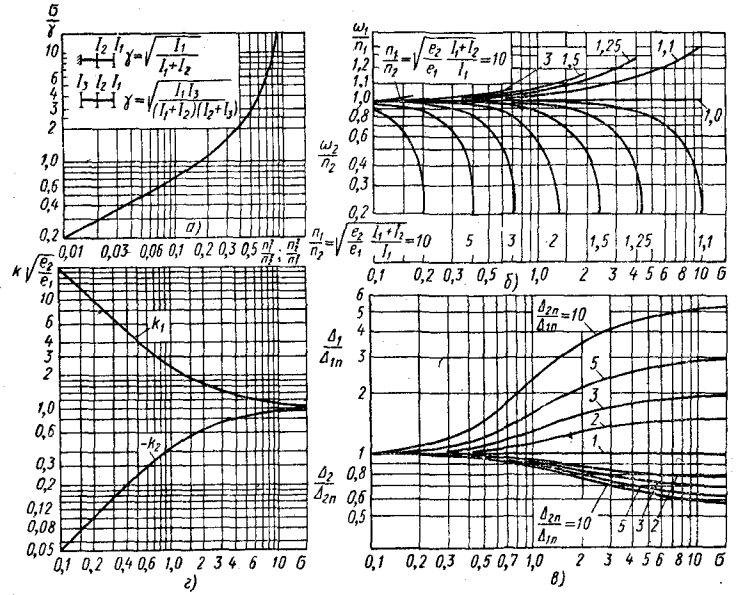


Рис. 22. Характеристики взаимного влияния связанных колебательных систем:

а — коэффициент связанности σ в зависимости от парциальных частот n_1, n_2; *б* — зависимость ω_1, ω_2 от n_1, n_2, σ; *в* — зависимость коэффициентов демпфирования от σ и демпфирования в парциальных системах; *г* — коэффициенты распределения форм колебаний в зависимости от σ

колебаний трехмассовой системы Δ_1 и Δ_2 также определяются только величинами относительного демпфирования парциальных систем Δ_{1n} и Δ_{2n} и коэффициентом σ. Зависимости между $\Delta_{1,2}$; $\Delta_{1n,\ 2n}$; σ даны в графической форме на рис. 22, *в*. При пользовании этими графиками следует учесть соотношения (14).

Важной динамической характеристикой трехмассовой системы являются коэффициенты распределения амплитуд упругого момента при собственных частотах ω_{c_1} и ω_{c_2} (или коэффициенты форм колебаний упругого момента)

$$k_1 = \left(\frac{M_{23}}{M_{12}}\right)_{\omega=\omega_{c_1}}; \quad k_2 = \left(\frac{M_{23}}{M_{12}}\right)_{\omega=\omega_{c_2}}.$$

Эти величины также определяются в основном коэффициентом σ. По рис. 22, *г* видно, что при малом σ на каждой собственной частоте наблюдаются колебания только в одной парциальной системе, так как

$$k_1 \gg 1, \quad |k_2| \ll 1.$$

В ряде случаев, например при определении реакций на импульсные воздействия, целесообразно провести преобразование системы уравнений (16) в нормальные координаты $\tilde{M}_1$ и $\tilde{M}_2$. Функция Лагранжа L

$$L = T - \Pi + \sum_{i=1,2} M_i'(t)\, M_{i,\,i+1} = \frac{1}{2}\beta_{11}\dot{M}_{12}^2 + \frac{1}{2}\beta_{22}\dot{M}_{23}^2 -$$

$$- \frac{1}{2}\alpha_{11}M_{12}^2 - \frac{1}{2}\alpha_{22}M_{23}^2 - \alpha_{12}M_{12}M_{23} + M_1'(t)\, M_{12} + M_2'(t)\, M_{23}, \quad (18)$$

где T — кинетическая энергия; Π — потенциальная энергия.

Учитывая, что

$$M_{12} = \tilde{M}_1 + \tilde{M}_2; \quad M_{23} = k_1\tilde{M}_1 + k_2\tilde{M}_2, \quad (19)$$

а также тот факт, что в нормальных координатах кинетическая энергия T и потенциальная Π выражаются суммой квадратов, можно записать

$$L = \frac{1}{2}\beta_1\dot{\tilde{M}}_1^2 + \frac{1}{2}\beta_2\dot{\tilde{M}}_2^2 - \frac{1}{2}\alpha_1\tilde{M}_1^2 - \frac{1}{2}\alpha_2\tilde{M}_2^2 + M_1'(t)\,(\tilde{M}_1 + \tilde{M}_2) +$$

$$+ M_2'(t)\,(k_1\tilde{M}_1 + k_2\tilde{M}_2), \quad (18')$$

где α, β — обобщенные жесткости и массы системы в нормальных координатах. Уравнения Лагранжа для этой системы

$$\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial L}{\partial \dot{\tilde{M}}_i} = \frac{\partial L}{\partial \tilde{M}_i} \quad (i = 1, 2),$$

откуда

$$\left.\begin{aligned} \beta_1\ddot{\tilde{M}}_1 + \alpha_1\tilde{M}_1 &= M_1'(t) + k_1M_2'(t); \\ \beta_2\ddot{\tilde{M}}_2 + \alpha_2\tilde{M}_2 &= M_1'(t) + k_2M_2'(t). \end{aligned}\right\} \quad (20)$$

Так как $\frac{\alpha_1}{\beta_1} = \omega_{c_1}^2$; $\frac{\alpha_2}{\beta_2} = \omega_{c_2}^2$, записываем уравнения (20) в виде

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{\omega_{c_1}^2}\ddot{\tilde{M}}_1 + \tilde{M}_1 &= \frac{1}{\alpha_1}[M_1'(t) + k_1M_2'(t)]; \\ \frac{1}{\omega_{c_2}^2}\ddot{\tilde{M}}_2 + \tilde{M}_2 &= \frac{1}{\alpha_2}[M_1'(t) + k_2M_2'(t)], \end{aligned}\right\} \quad (20')$$

причем

$$\alpha_1=\frac{I_3}{I_2+I_3}+\frac{I_1}{I_1+I_2}k_1^2-2\frac{I_1I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}k_1=$$
$$=\frac{I_1I_2}{I_1+I_2}\left[\left(\omega_{c_1}^2-\frac{I_1+I_2+I_3}{I_1(I_2+I_3)}\right)^2+\frac{I_3}{I_1}\cdot\frac{I_1+I_2+I_3}{I_2+I_3}\right];$$
$$\alpha_2=\frac{I_3}{I_2+I_3}+\frac{I_1}{I_1+I_2}k_2^2-2\frac{I_1I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}k_2=$$
$$=\frac{I_1I_2}{I_1+I_2}\left[\left(\omega_{c_2}^2-\frac{I_1+I_2+I_3}{I_1(I_2+I_3)}\right)^2+\frac{I_3}{I_1}\cdot\frac{I_1+I_2+I_3}{I_2+I_3}\right].$$

Используя определенные выше значения величин относительного демпфирования Δ_1 и Δ_2, а также формулы (12) и (14), можно переписать (20′) с учетом демпфирования в виде

$$\left.\begin{aligned}\frac{1}{\omega_{c_1}^2}\ddot{\tilde{M}}_1+\frac{2\Delta_1}{\omega_{c_1}^2}\dot{\tilde{M}}_1+\tilde{M}_1=\frac{1}{\alpha_1}[M_1'(t)+k_1M_2'(t)];\\ \frac{1}{\omega_{c_2}^2}\ddot{\tilde{M}}_2+\frac{2\Delta_2}{\omega_{c_2}^2}\dot{\tilde{M}}_2+\tilde{M}_2=\frac{1}{\alpha_2}[M_2'(t)+k_2M_2'(t)].\end{aligned}\right\}\qquad(21)$$

Уравнения (21) описывают поведение двух независимых (несвязанных) систем, к каждой из которых приложимо уравнение (12) *. После определения $\tilde{M}_{1max}$ и $\tilde{M}_{2max}$ можно начертить графики изменения $M_{1,2}(t)$, используя рис. 21, и графически определить M_{12} и M_{23} по формулам (19). Приведение к нормальным координатам не требуется выполнять для систем со слабой связанностью (в большинстве случаев это соответствует $\sigma \leqslant 0{,}3$, $k_1 \leqslant 8$).

Таким образом, для определения $\tilde{M}_{12\max}$ и $\tilde{M}_{23\max}$ требуется (принимаем, что $M_2(t) = M_3(t) = 0$): определить парциальные частоты n_1 и n_2; по рис. 22, *а* — коэффициент связанности σ; по рис. 22, *б*, *в*, *г* — ω_{c_1} ω_{c_2}; Δ_1 и Δ_2; k_1 и k_2; по рис. 20 — μ_1 и μ_2, соответствующие

$$T_{c_1}=\frac{2\pi}{\omega_{c_1}}\quad\text{и}\quad T_{c_2}=\frac{2\pi}{\omega_{c_2}};$$

если $\sigma \leqslant 0{,}3$, определить пиковые нагрузки отдельно для каждой парциальной системы по уравнению (15); если $\sigma > 0{,}3$, определить пиковые значения $\tilde{M}_{1\max}$ и $\tilde{M}_{2\max}$ по формуле

$$\tilde{M}_{1,2\max}=\mu_{1,2}\frac{1}{\alpha_{1,2}}\cdot\frac{I_2I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}[M_1(t)]_{\max};\qquad(22)$$

построить графики $k_1\tilde{M}_1(t)$; $k_2\tilde{M}_2(t)$ по рис. 21 и определить (графически) M_{12}, M_{23} по уравнению (19).

* При точном решении обнаруживается, что эти системы имеют слабую связь по скорости (через демпфирующие члены); однако она проявляется только в том случае, если демпфирование в одной из систем близко к критическому.

УЧЕТ ВЛИЯНИЯ ПРИВОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ДИНАМИКУ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА

Приводной двигатель оказывает существенное, часто определяющее, влияние на динамические характеристики привода. В переходных режимах работы это влияние выражается в появлении больших пиковых перегрузок, которые могут стать опасными для прочности и долговечности деталей привода; в установившихся режимах двигатель может стать мощным демпфером, снижающим динамические нагрузки в приводе и уменьшающим неравномерность вращения. Сказанное относится к любым двигателям (электрическим, гидравлическим, пневматическим и т. п.), однако, так как наибольшее распространение в станках имеют электродвигатели, данный раздел посвящен учету динамических характеристик приводных электродвигателей, а также фрикционных муфт, которые в переходных процессах работают в режиме двигателя.

Пиковые перегрузки при переходных процессах (пуск, торможение). При *включении* в сеть асинхронного двигателя в результате взаимодействия переходных токов в обмотках двигателя и переходных магнитных потоков в магнитопроводе на ротор действует электромагнитный момент $M_{эм}(t)$, изменяющийся с частотой сети по закону затухающей синусоиды. Максимум этого момента $M_{эм\ \max}$ достигается в первом периоде его изменения и при $\cos\varphi_0 > 0{,}3$

$$M_{эм_{\max}}=M_{нач}\left(1+\frac{a}{\cos\varphi_0}\right),\quad 1\leqslant a\leqslant\sqrt{2},\qquad(23)$$

где $M_{нач}$ — начальный (пусковой) момент двигателя по статической характеристике; $\cos\varphi_0$ — это $\cos\varphi$ двигателя в режиме короткого замыкания; $a = 1$ при одновременном подключении всех фаз двигателя к сети, $a = \sqrt{2}$ при запаздывании подключения одной фазы на 90 электрических градусов из-за несовершенства контактного устройства.

Выражение (23) справедливо для случая включения в сеть двигателя с заклиненным ротором. Если ротор может свободно вращаться, то затухание колебаний $M_{эм}(t)$ увеличивается тем больше, чем меньше приведенный к ротору момент инерции приводного механизма, что приводит к некоторому уменьшению $M_{эм\ max}$. При расчете это приближенно учитывается принятием $a = 1$.

Под воздействием $M_{эм}(t)$ в механической системе привода возникают затухающие колебания упругого момента. Наибольшую опасность для прочности деталей привода представляет максимальная (пиковая) величина упругого момента $M_{пик}$. Экспериментальные исследования [22] показали, что для расчета $M_{пик}$ можно

ограничиться учетом первой волны колебаний $M_{эм}(t)$, которая близка к форме «обращенной синусоиды» (рис. 20, *б*), т. е.

$$M_{эм}(t) = M_{нач}\left(1+\frac{1}{\cos\varphi_0}\right)\left(1-\cos\frac{2\pi t}{\tau_э}\right), \quad (0 \leqslant t \leqslant \tau_э), \qquad (24)$$

где $\tau_э$, $f_э = \frac{1}{\tau_э}$ — период, частота энергосети соответственно. Формула (24) в сочетании с формулами (15) и (21) позволяет легко определить пиковые перегрузки в приводе при включении двигателя. Так, если система привода может быть сведена к двухмассовой, то

$$M_{пик} = M_{нач}\frac{I_c}{I_р + I_c}\mu\left(1+\frac{1}{\cos\varphi_0}\right), \qquad (25)$$

где $I_р$ — момент инерции ротора и близких к нему элементов; I_c — приведенный суммарный момент инерции шпинделя и близких к нему элементов; μ — коэффициент динамичности (определяется по рис. 20, *б*). Значения $\cos\varphi_0$ для наиболее распространенных в станках типов двигателей приведены в табл. 5.

Таблица 5

Параметры схемы замещения асинхронного двигателя

Тип двигателя	r_1 в ом	r_2'' в ом	x_1 в ом	x_2'' в ом	x_μ в ом	$\cos\varphi_0$
АОЛ2-11-4	16,8	11,5	17,3	14,6	193,5	0,65
АОЛ2-12-4	11,5	9,0	13,1	11,6	157,8	0,74
АОЛ2-21-2	5,1	3,8	5,3	6,3	146	0,66
АОЛ2-22-2	3,6	2,8	4,2	5,5	158	0,49
АОЛ2-21-4	6,9	5,8	11,0	9,6	144,5	0,52
АОЛ2-22-4	4,3	4,1	8,0	7,2	118	0,55
АОЛ2-31-2	2,2	1,7	2,5	4,6	136	0,47
АОЛ2-32-2	1,4	1,3	2,6	3,85	142	0,66
АОЛ2-31-4	2,8	2,4	4,3	6,5	86,7	0,50
АОЛ2-32-4	1,65	1,9	3,15	5,1	71,2	0,39
АОЛ2-41-2	0,60	0,45	1,4	1,9	49,3	—
АОЛ2-41-4	1,05	0,78	2,1	2,3	64,7	—
АОЛ2-42-2	0,48	0,39	1,2	1,8	57,8	—
АОЛ2-42-4	0,71	0,55	1,51	1,75	60,4	—
АОЛ2-51-2	0,26	0,185	0,92	1,2	35,5	—
АОЛ2-51-4	0,50	0,30	1,3	1,6	42,2	—
АОЛ2-52-2	0,20	0,15	0,74	1,05	33,7	—
АОЛ2-52-4	0,35	0,23	0,98	1,22	31,8	—

По равенству (25) и рис. 20, *б* видно, что уменьшить пиковую перегрузку в приводе при включении электродвигателя можно соответствующим изменением характеристик двигателя ($M_{нач}$, $\cos\varphi_0$, $I_р$); уменьшением суммарного момента инерции приводного механизма (I_c); уменьшением низшей частоты собственных колебаний привода f_c; увеличением демпфирования привода $\left(\frac{c}{c_{кр}} = \frac{\delta}{2\pi}\right)$. Два

первых способа связаны обычно с большими конструктивными изменениями в приводе и поэтому редко осуществимы; увеличение демпфирования мало влияет на величину $M_{пик}$. Наиболее целесообразно уменьшение f_c путем введения в приводной механизм упругих

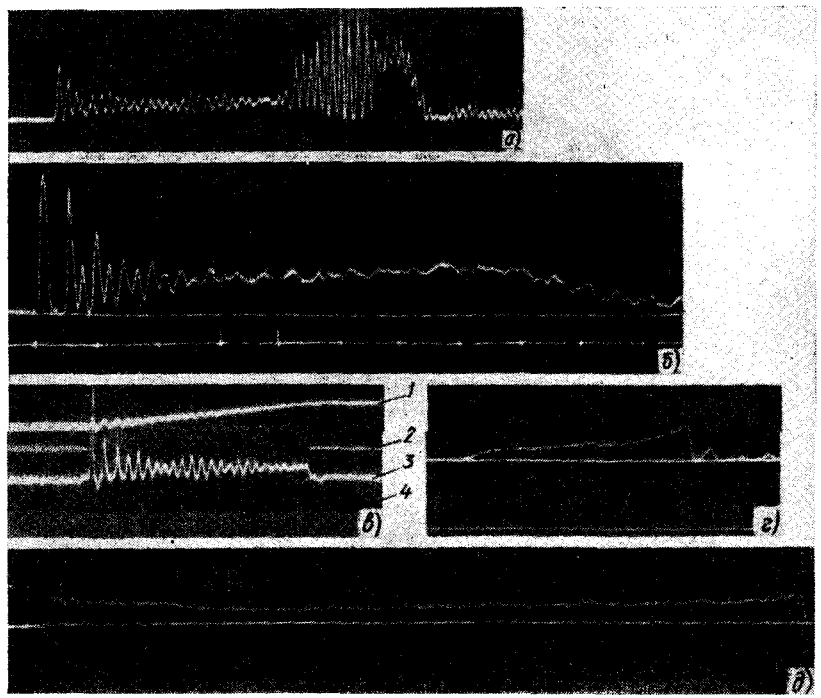


Рис. 23. Осциллограммы динамических нагрузок в приводе станков при переходных процессах:

а — пуск станка мод. 6Н13ПБ включением двигателя ($n_{шп} = 3000$ *об/мин*, $M_{пик} = 2{,}6\ M_{ном}$, $M_{пик} = 5{,}6\ M_{ном}$); *б* — пуск станка мод. 1А62 включением двигателя при заклиненном фрикционе ($n_{шп} = 1200$ *об/мин*, $M_{пик} = 4{,}7\ M_{ном}$); *в* — торможение противовключением двигателя станка мод. 6Н13ПБ ($n_{шп} = 3000$ *об/мин*, $T_{пик} = 18\ M_{ном}$); *1* — таходинамо; *2* — ток в статоре; *3* — *T*; *4* — отметка времени 50 *гц*; *г* — пуск станка 1А62 ручным включением муфты ($n_{шп} = 380$ *об/мин*, $M_{пик} = 1{,}4\ M_{ном}$); *д* — пуск станка мод. 1А62 включением двигателя при включенном фрикционе ($n_{шп} = 955$ *об/мин*, $M_{пик} = 1{,}4\ M_{ном}$)

элементов (на высших числах оборотов шпинделя, т. е. при больших I_c, так как наиболее опасные перегрузки наблюдаются при $I_c \geqslant I_р$).

Опасен случай $f_c \approx f_э$ — «электромеханический резонанс». При этом, несмотря на затухание колебаний электромагнитного момента, затухание колебаний упругого момента в приводе не происходит длительное время вообще или происходит очень медленно.

Значительного увеличения амплитуды колебаний упругого момента по сравнению с первым периодом также не происходит, так как при увеличении амплитуды раскрываются зазоры в передачах, что приводит к увеличению демпфирования привода и изменению его собственной частоты, т. е. отстройке от резонанса. Опасность «электромеханического резонанса» в том, что привод подвергается многократному воздействию значительной перегрузки.

На рис. 23, *а* и *б* показаны типичные осциллограммы упругого момента в приводе при включении двигателя; на рис. 23, *б* наблюдается «электромеханический резонанс» — $f_{c2} \approx 50$ *гц*. На рис.24,*а*

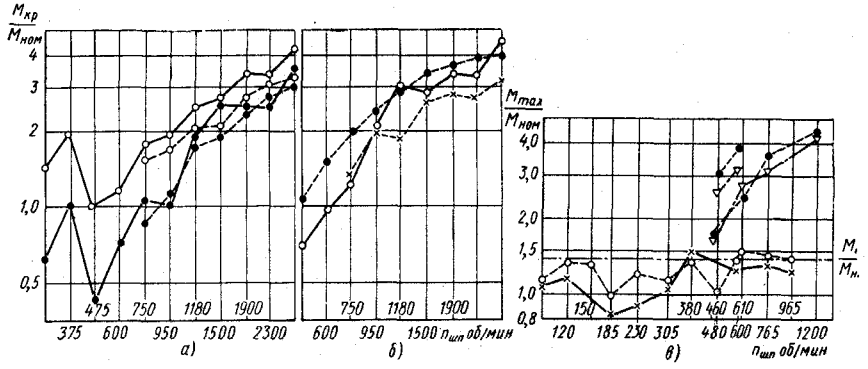


Рис. 24. Динамические нагрузки в приводах станков при пуске:

а — станок мод. 6Н13ПБ, ● — значения $M_{пик}$ по осциллограммам; ⊙ — расчетные значения; сплошная линия — податливость муфты $e_м = 10^{-5}$ *рад/кГсм*; пунктир — $e_м = 2 \cdot 10^{-5}$ *рад/кГсм*; *б* — станок 6Н13ПБ, максимальный момент при пуске ($M'_{пик}$), ○ — значения из осциллограмм при $e_м = 10^{-5}$ *рад/(кГсм)*; × — то же при $e_м = 2 \cdot 10^{-5}$ *рад/(кГсм)*; ● — расчетная оценка; *в* — станок мод. 1А62; × — ручной пуск фрикционом; ○ — пуск двигателем при включенном фрикционе; ▽ — пуск двигателем при затянутом фрикционе ($M_{пик}$); ● — расчетные значения $M_{пик}$

и *в* приведены расчетные и определенные экспериментальным путем значения $M_{пик}$ для приводов фрезерного станка мод. 6Н13ПБ (который на высоких ступенях $n_{шп}$ с достаточной точностью приводится к двухмассовой системе) и токарного станка мод. 1А62 (который на высоких ступенях $n_{шп}$ должен приводиться к трехмассовой системе). Из этих графиков видно, что на высших ступенях $n_{шп}$, когда значения $M_{пик}$ наиболее опасны, точность расчета имеет порядок 10—15%.

При *разгоне* привода двигателем, имеющим провалы в характеристике, большие перегрузки в приводе могут возникать после затухания колебаний крутящего момента, возникающих при включении двигателя в сеть (рис. 23, *а*). Эти перегрузки возникают из-за специфических особенностей характеристики двигателя. Если двигатель работает на неустойчивой ветви характеристики (*В* на рис. 25), когда момент двигателя $M_{дв}$ увеличивается с увеличением скорости, то он вносит в приводимую систему «отрицательное демпфирование» [22]. Если скорость $\dot{\varphi}_p$ колебательного движения ротора имеет одинаковое направление со скоростью вращения ротора и, таким образом, увеличивает ее, то $M_{дв}$ повышается, ротор получает добавочное ускорение и $\dot{\varphi}_p$ увеличивается. В другом полупериоде $\dot{\varphi}_p$ уменьшается, при этом уменьшается и $M_{дв}$, что опять способствует увеличению амплитуды колебаний.

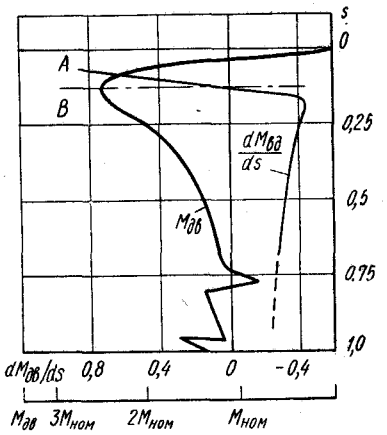


Рис. 25. Статическая механическая характеристика двигателя АО63-4:

А — устойчивая ветвь; *В* — неустойчивая ветвь

Коэффициент демпфирования электромагнитного поля двигателя $c_{э.д}$ равен, в первом приближении, наклону касательной к механической характеристике: $c_{э.д} = \frac{dM_{дв}(s)}{ds} = -\frac{dM_{дв}(\dot{\varphi})}{d\dot{\varphi}}\omega_0$, где ω_0 — синхронная скорость двигателя в *рад/сек*. Податливость электромагнитного поля двигателя при работе на неустойчивой ветви характеристики очень велика, и ее можно не учитывать. Уравнения двухмассовой системы: ротор двигателя и связанные с ним детали (I_p) — упругость системы привода (e_c) — шпиндель и связанные с ним детали (I_c)

$$\left.\begin{aligned} I_p\ddot{\varphi}_p + c_{э.д}\dot{\varphi}_p + c_c(\dot{\varphi}_p - \dot{\varphi}_c) + \frac{1}{e_c}(\varphi_p - \varphi_c) &= M_{дв}; \\ I_c\ddot{\varphi}_c + \quad\; c_c(\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}_p) + \frac{1}{e_c}(\varphi_c - \varphi_p) &= 0, \end{aligned}\right\} \qquad (26)$$

где $M_{дв}$ — момент двигателя по статической характеристике; c_c — коэффициент демпфирования механической системы привода. Система (26) отличается от системы (12) наличием члена $c_{э.д}\dot{\varphi}_p$, который мешает приведению этой системы к одному уравнению типа (12′). Так как обычно $|c_{э.д}| \ll c_{кр}$, то форма колебаний системы (26) мало отличается от формы колебаний системы (12), т. е. $\frac{\varphi_p}{\varphi_c} \approx \frac{I_c}{I_p}$ или

$$\varphi_p \approx (\varphi_p - \varphi_c)\frac{I_c}{I_p + I_c}. \qquad (27)$$

Подставляя выражение (27) в $c_{э.д}\dot{\varphi}_p$ и полагая $\varphi_p - \varphi_c = \theta$, получим

$$\frac{I_p I_c}{I_p + I_c}\ddot{\theta} + \left[\left(\frac{I_c}{I_p + I_c}\right)^2 c_{э.д} + c_c\right]\dot{\theta} + \frac{1}{e_c}\theta = \frac{I_c}{I_p + I_c}M_{дв}. \qquad (28)$$

На неустойчивой ветви характеристики $c_{э.д} < 0$, при выполнении условия

$$c_{сум} = \left(\frac{I_c}{I_p + I_c}\right)^2 c_{э.д} + c_c < 0 \qquad (29)$$

система становится неустойчивой и любой толчок приводит к возбуждению колебаний нарастающей амплитуды (автоколебаний) с собственной частотой системы f_c. При большом времени разгона и большой величине $\frac{I_c}{I_p + I_c}$, т. е. на высоких ступенях $n_{ш.п}$, амплитуда колебаний может достичь большой величины. Максимальная величина $M_{пик}$ крутящего момента в упругой связи при этом ограничивается двумя факторами:

1) если амплитуда колебаний момента станет больше, чем постоянная составляющая момента (т. е. $M_{дв}$ по статической характеристике), то раскроются зазоры в передачах, что резко увеличивает c_c и останавливает развитие колебаний; максимальная величина $M'_{пик}$ равна двойной амплитуде (размаху) колебаний:

$$M'_{пик} = 2M_к \frac{I_c}{I_p + I_c}, \qquad (30)$$

где $M_к$ — опрокидывающий момент двигателя;

2) при больших колебаниях мгновенная скорость ротора может превысить скорость $\omega_{M_{дв}-M_к}$ ротора в точке перехода на устойчивую ветвь характеристики; система заходит в область положительного демпфирования двигателя, при этом $c_{сум} > 0$ и колебания быстро затухают.

Толчком, возбуждающим колебания системы, может быть «провал» в характеристике двигателя. Скачок момента из-за провала может превышать $1{,}5M_{ном}$; кроме того, провал увеличивает $\frac{dM_{дв}}{ds}$ на неустойчивой ветви характеристики, т. е. $|c_{э.д}|$ при $c_{э.д} < 0$.

Расчет по равенству (30) и эксперименты показывают, что $M'_{пик}$ может превзойти $M_{пик}$ при включении двигателя (рис. 24,*б*). Для уменьшения $M'_{пик}$ необходимо увеличивать c_c введением упруго-демпфирующих элементов (см. гл. I раздела IX) и податливость e_c. Увеличение податливости приводит к увеличению амплитуды колебаний скорости $\dot{\varphi}_0$ при данной амплитуде колебаний момента [22], $\dot{\varphi}_0 = \sqrt{e_c}\sqrt{\frac{I_p + I_c}{I_p I_c}} M_0$, и система заходит в область положительного демпфирования при меньших значениях момента. В высокоскоростных приводах, рассчитанных на работу с частыми включениями, не следует применять двигатели с большими провалами в характеристике.

При *торможении противовключением* асинхронного двигателя пиковые перегрузки наиболее интенсивны. В то же время этот способ торможения наиболее прост, требует минимального количества вспомогательной аппаратуры и один из наиболее эффективных (по среднему тормозному моменту и, следовательно, по времени торможения).

Как и при включении двигателя, причины пиковых перегрузок при торможении противовключением — взаимодействие переходных токов в обмотках и переходных магнитных потоков, однако процессы в двигателе при этом намного сложнее. В работе [22] получены простые, но достаточно точные для инженерных расчетов характеристики переходного электромагнитного момента при противовключении двигателя. Те же зависимости пригодны для расчета пиковых перегрузок при так называемом двухтоковом торможении.

Для расчета можно принять, что электромагнитный момент двигателя $T_{эм}(t)$ имеет вид импульса «обращенной синусоиды»:

$$T_{эм}(t) \approx 0{,}9M_к \frac{2}{\sqrt{a}} k\left(1 - \cos\frac{2\pi t}{\tau_{пр}}\right) \quad (0 \leqslant t \leqslant \tau_{пр}), \qquad (31)$$

$$\tau_{пр} \approx (0{,}8 + 0{,}21 \lg D)\,\tau_э \quad \text{при} \quad a \geqslant 0{,}25; \quad \tau_{пр} \approx (0{,}9 \div 1{,}0)\,\tau_э \quad \text{при } a = 0{,}125,$$

$$D = \frac{r''_2}{r_1}; \quad a = \frac{r_1}{x_1 + x''_2};$$

где r_1, x_1 — активное, индуктивное сопротивление фазы статора соответственно; r''_2, x''_2 — то же, фазы ротора (приведенные к статору). Эти параметры для некоторых отечественных двигателей даны в табл. 4. Коэффициент k определяется по рис. 26 и зависит от соотношения момента инерции ротора и приведенного к нему суммарного момента инерции приводного механизма. Если между отключением двигателя и включением его на обратную полярность имеется выдержка времени, то $k = 1$.

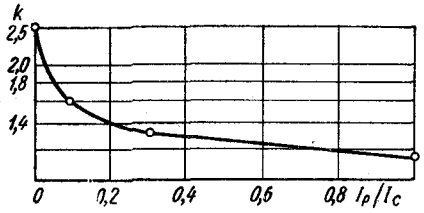


Рис. 26. Коэффициент k для расчета пикового момента при торможении противовключением в зависимости от соотношения моментов инерции ротора I_p и приводимой системы I_c

Пиковая перегрузка в приводе $T_{пик}$ определяется по изложенной выше методике.

В простейшем случае, когда привод может быть сведен к двухмассовой системе,

$$T_{пик} \approx 1{,}8 \frac{I_c}{I_p + I_c} k\mu \sqrt{\frac{x_1 + x''_2}{r_1}} M_к. \qquad (32)$$

Из формулы (32) следует, что основные пути уменьшения пиковой перегрузки в приводе: введение выдержки времени (0,2—0,4 *сек*)

для двигателей средней мощности, [22]) между выключением двигателя и включением его на обратную полярность, уменьшение μ за счет уменьшения собственной частоты привода f_c и частично увеличения коэффициента демпфирования $\frac{c_c}{c_{кр}}$, например, введением упруго-демпфирующих элементов. Другие пути — уменьшение I_c, например, выполнением шкивов и других массивных деталей из легких материалов; подбор приводного двигателя с малой величиной $\frac{x_1+x_2''}{r_1}$.

При неблагоприятных соотношениях параметров двигателя и механической системы $T_{пик}$ может достигать крайне больших значений, до $(10 \div 20)\ M_{ном}$. Так, в первых вариантах станка мод. 6Н13ПБ $\left(M_к = 2{,}3M_{ном};\ \frac{x_1+x_2''}{r_1} = 5{,}6;\ \tau_{пр} = 0{,}018\ сек\right)$ при высшей ступени чисел оборотов шпинделя $n_{шп} = 3000\ об/мин$ $\left(f_c \approx 20\ гц;\ \frac{I_c}{I_p+I_c} = 0{,}915;\ \frac{I_p}{I_c} = 0{,}09;\ k \approx 1{,}6\right)$ по уравнению (32) $T_{пик} = 16M_{ном}$; экспериментальное значение $T_{пик} \approx 17M_{ном}$ (рис. 23, *в*); при $n_{шп} = 1500\ об/мин$ $\left(f_c \approx 19\ гц;\ \frac{I_c}{I_p+I_c} = 0{,}78,\ \frac{I_p}{I_c} = 0{,}3,\ k = 1{,}35\right)$ по уравнению (32) $T_{пик} = 10{,}5M_{ном}$, по эксперименту $T_{пик} = 10M_{ном}$. Такие перегрузки приводили к поломкам деталей привода.

Однако при введении выдержки времени ($k = 1$) и увеличении податливости упругой муфты $e_м$ от $e_м = 10^{-5}\ рад/кГсм$ до $e_м = 4 \cdot 10^{-5}\ рад/кГсм$, т. е. при уменьшении f_c до 14 *гц*, $T_{пик} \approx 6M_{ном}$ при $n_{шп} = 3000\ об/мин$, что уже не представляет существенной опасности для прочности деталей привода, учитывая кратковременный характер действия перегрузки. При уменьшении f_c до $\sim 10\ гц$, что целесообразно и по другим соображениям (см. ниже), перегрузка при $n_{шп} = 3000\ об/мин$ может быть уменьшена до $T_{пик} \approx 4M_{ном}$, при $n_{шп} = 1500\ об/мин$ — до $T_{пик} \approx 3{,}2M_{ном}$. Эти значения момента всего лишь на $\sim 15\%$ превышают значение тормозного момента $T_{ср}$ при торможении привода постоянным тормозным моментом, если время торможения при этом равно времени торможения привода противовключением.

Таким образом, при правильном подходе к конструированию приводного механизма и к построению электросхемы перегрузки при торможении противовключением становятся вполне допустимыми при сохранении эффективности торможения.

Перегрузки при включении фрикционной муфты. Преимуществом фрикционных муфт является возможность обеспечения быстрого и плавного переходного процесса (пуск, торможение) без существенного изменения скорости вращения инерционных масс электродвигателя и соответственно без выделения избыточного тепла в двигателе.

Уравнение движения привода, разгоняемого (тормозимого) муфтой без учета упругости звеньев (рис. 27, *а*):

$$I\frac{d\omega}{dt} = M_ф(t) + M_c \quad \text{или} \quad \int_0^{t_p} M_ф(t)\,dt = \pm(2\pi In + M_c), \quad (33)$$

где верхний знак соответствует разгону, нижний — торможению. Здесь I — суммарный приведенный к валу муфты момент инерции разгоняемых (тормозимых) деталей в $кГ \cdot см\ сек^2$; ω — мгновенная угловая скорость в *рад/сек*; n — скорость вращения ведущей полумуфты в *об/сек*; $M_ф(t)$ — момент сил трения в муфте в *кГсм*;

$$M_c \approx \frac{k_м}{10} d_{ср}\left(i_1 + i_2 + \ldots + i_j + k_{шп}\frac{d_{шп}}{d_{ср}} i_{шп}\right)\ кГсм —$$

момент сил сопротивления в приводе, приведенный к валу муфты [8, 22]; $k_м = 3 \div 5$ (меньшие значения — при струйной

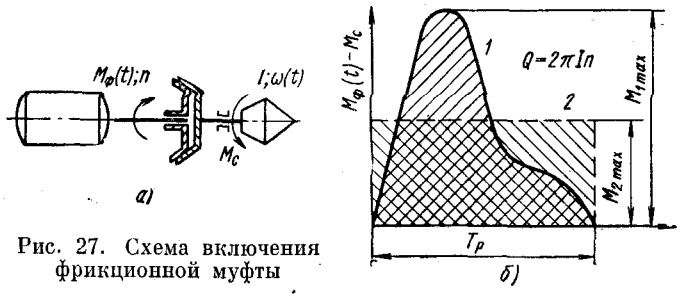


Рис. 27. Схема включения фрикционной муфты

смазке зубчатых колес, высоком качестве сборки, хорошей приработке; бо́льшие — при смазке в масляной ванне); $d_{ср}$ — среднеарифметическое значение диаметров шеек всех валов привода, кроме шпинделя, в *мм*; $d_{шп}$ — среднеарифметический диаметр шеек шпинделя; $k_{шп}$ — коэффициент дополнительных потерь в шпиндельных подшипниках ($k_{шп} = 1{,}5$ для шпинделей на подшипниках качения, $k_{шп} = 2{,}0$ — на подшипниках скольжения); i_j — передаточное отношение между j-м валом коробки скоростей и шпинделем.

При составлении уравнения (33) сделаны два допущения: а) скорость ведущей полумуфты в переходном процессе постоянна; это оправдано при использовании асинхронных двигателей, у которых скольжение не превышает 10—15%; для муфты-тормоза скорость ведущей полумуфты тождественно равна нулю; б) M_c не зависит от скорости; по данным работы [8], это справедливо при не очень больших числах оборотов шпинделя.

Так как интеграл в уравнении (33) при данном M_c не зависит от закона изменения $M_ф(t)$, то при заданном времени переходного процесса наименьшее максимальное значение (minimax) $M_ф(t)$

и соответственно момента в приводе и на двигателе будет при $M_ф(t) = \text{const}$ (см. рис. 27, *б*). При этом по уравнению (33)

$$M_ф(t) = M_ф = \pm M_c \pm \frac{2\pi In}{t_p}. \quad (34)$$

Максимальная величина $M_ф$, т. е. интенсивность переходного процесса, может ограничиваться максимальным моментом двигателя $M_к$ (всегда должно быть $M_ф < M_к$), долговечностью фрикционных поверхностей, прочностью деталей и привода.

Кроме нагрузок, изменяющихся по закону $M_ф(t)$, в приводе возникают также колебательные процессы. Если момент изменяется по оптимальному закону $M_ф = \text{const}$, динамическая перегрузка определяется по графику на рис. 20, *в*, т. е. расчетная нагрузка на детали привода при этом $\sim 2M_ф$. Так как величина $M_ф$ может достигать значения $M_ф \approx M_к = (2 \div 2{,}5)\ M_{ном}$, то перегрузка привода может быть большой. Оптимальным следует считать такой закон $M_ф(t)$, когда имеется участок постепенного нарастания момента (рис. 20, *г*). Можно считать переходный процесс плавным, если нагрузка в приводе не превышает 1,1 $M_ф$. Тогда при $\delta = 0{,}15 \div 0{,}2$ $\left(\frac{c}{c_{кр}} = 0{,}02 \div 0{,}03\right)$ период нарастания момента должен быть $\tau \leqslant T_c$, где T_c — период собственных колебаний системы привода (рис. 20, *г*). Обычно $T_c = 0{,}03 \div 0{,}1$ *сек*, т. е. плавное нарастание $M_ф(t)$ не ухудшает заметно эффективности переходного процесса. Закон нарастания $M_ф(t)$ влияет на перегрузку в приводе существенно меньше, чем время нарастания момента.

Приведенные соображения относятся к сухим муфтам, у которых момент трения мало зависит от скорости скольжения дисков. Для муфт, работающих в масле, в начале разгона или торможения скорость скольжения велика, характер трения близок к жидкостному; по мере уравнивания скоростей скорость скольжения уменьшается, коэффициент трения (и, следовательно, момент) увеличивается (рис. 23, *г*). Предельный момент муфты регулируется в статическом состоянии, когда скорость скольжения равна нулю и коэффициент трения максимальный. В начале переходного процесса передаваемый муфтой момент в 2—3 раза меньше момента, передаваемого в конце переходного процесса, когда момент равен статическому. В этом случае нет смысла ограничивать динамические перегрузки подбором закона включения; более того, для уменьшения времени пуска (торможения) целесообразно форсирование нажимной силы при включении муфты.

В некоторых случаях положительный эффект может быть получен при использовании фрикционной муфты при пуске в качестве предохранительной в связи с тем, что при этом увеличивается средний эффективный момент, передаваемый муфтой. Действительно, при использовании включаемой муфты (без форсировки нажимной силы) в начале разгона привода скорость скольжения

исков велика, поэтому коэффициент трения и передаваемый момент невелики. В то же время при использовании муфты в качестве предохранительной скорость скольжения дисков равна нулю е только в конце, но и в начале процесса разгона, с соответствующим увеличением момента (рис. 23, *д*). Поэтому, хотя максимальный момент в приводе при использовании муфты в качестве предохранительной имеет такую же величину, как и при пуске включением муфты (рис. 24, *в*), время разгона привода на высоких ступенях чисел оборотов шпинделя существенно уменьшается рис. 28). При использовании муфты как предохранительной словия пуска двигателя облегчаются, так как маховые массы

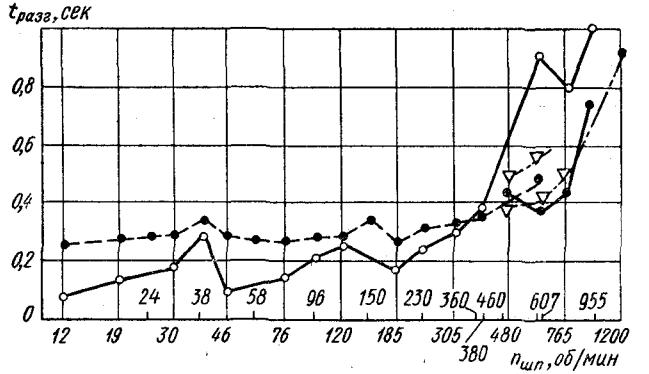


Рис. 28. Время разгона шпинделя до номинальной скорости при разных способах пуска (станок мод. 1А62):

○ — ручной пуск фрикционом; ● — пуск двигателем при включенном фрикционе; ▽ — пуск двигателем при затянутом фрикционе

ривода отсоединяются от двигателя и их воздействие заменяется равнительно небольшим моментом $M_ф$.

При наличии в приводе станка включаемой фрикционной муфты елесообразно сблокировать включение двигателя с включением муфты так, чтобы между включением двигателя и включением муфты была бы выдержка времени 0,05—0,1 *сек*. При этом пуск двигателя производится в облегченных условиях (при отключенных маховых массах привода); исключается перегрузка привода переходными электромагнитными моментами в двигателе; муфта включается при не до конца разогнавшемся двигателе, т. е. при не очень больших скоростях относительного скольжения и большом моменте.

Влияние параметров приводного электродвигателя на установившиеся динамические процессы в приводном механизме. Выше показано, что динамические нагрузки при переходных процессах определяются характеристиками приводного двигателя. В не меньшей степени электромагнитная система приводного электродвигателя (см. стр. 36) влияет на стационарные колебательные процессы.

В электромеханической системе привода бо́льшее значение имеет воздействие электромагнитной системы двигателя на динамические характеристики механической системы. Обратное влияние приводит лишь к незначительным колебаниям тока, потребляемого двигателем из сети. Влияние системы двигателя на механическую систему проявляется, во-первых, в увеличении количества степеней свободы, т. е. в появлении дополнительной собственной частоты, и, во-вторых, в изменении демпфирования механической системы. В механических системах приводов станков демпфирование соответствует обычно логарифмическому декременту $\delta \approx 0{,}15 \div 0{,}3$, т. е. коэффициенту динамического усиления в резонансе $\mu = \frac{\pi}{\delta} \approx 10 \div 20$; демпфирование системы ротор — электромагнитное поле двигателя соответствует обычно $\mu = 1{,}2 \div 1{,}5$, т. е. $\delta = 1{,}25 \div 2{,}6$. Поэтому демпфирование в приводе благодаря влиянию двигателя обычно увеличивается и влияние двигателя следует считать положительным. Задача количественного учета влияния двигателя на динамические характеристики приводного механизма просто решается в тех случаях, когда механическую систему привода допустимо привести к двухмассовой системе. Замена приводного механизма двухмассовой системой при исследовании его совместной работы с двигателем оправдывается тем, что электромагнитная система двигателя обычно оказывает заметное влияние на динамику привода лишь при первой (низшей) собственной частоте.

Динамическая схема электромагнитной системы двигателя приведена на рис. 15; если приводной механизм приведен к двухмассовой системе, то расчетная схема электромеханической системы привода соответствует рис. 19, *б*, в котором $I_3 = \infty$ (инерция питающей энергосети); $I_2 = I_p$ (момент инерции ротора двигателя и приведенных к нему деталей); I_1 — приведенный момент инерции остальных деталей приводного механизма; e_1, c_1 — податливость, коэффициент демпфирования механической системы приводного механизма; $e_2 = e_{э.д}$; $c_2 = c_{э.д}$ [формулы (10), (10′)]. Количественный динамический анализ этой системы элементарно проводится по методу, изложенному выше.

Для определения вида амплитудно-частотной характеристики упругого момента M_{12} в механической упругой связи привода (элемент e_2 на рис. 19, *б*) при гармоническом возбуждении на шпинделе [т. е. на рис. 19, *б* $M_2(t) = M_3(t) = 0$; $M_1(t) = M_0 \sin \omega t$] можно воспользоваться уравнениями (20), (21), откуда

$$\tilde{M}_1 = \frac{I_2}{I_1 + I_2} \cdot \frac{M_0}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{c_1}}\right)^2\right]^2 + \left(2\frac{\Delta_1}{\omega_{c_1}} \cdot \frac{\omega}{\omega_{c_1}}\right)^2}};$$

$$\tilde{M}_2 = \frac{I_2}{I_1 + I_2} \cdot \frac{M_0}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{c_1}}\right)^2\right]^2 + \left(2\frac{\Delta_2}{\omega_{c_2}} \cdot \frac{\omega}{\omega_{c_2}}\right)^2}}.$$

По уравнению (19) $\tilde{M}_{12} = \tilde{M}_1 + \tilde{M}_2$ (векторная сумма). На резонансной частоте ω_{c_1}

$$\tilde{M}_1 = \frac{I_2}{I_1 + I_2} M_0 \frac{\omega_{c_1}}{2\Delta_1}; \quad \tilde{M}_2 \approx \frac{I_2}{I_1 + I_2} \cdot \frac{M_0}{1 - \left(\frac{\omega_{c_1}}{\omega_{c_2}}\right)^2};$$

на частоте ω_{c_2}

$$\tilde{M}_1 \approx \frac{I_2}{I_1 + I_2} \cdot \frac{M_0}{1 - \left(\frac{\omega_{c_2}}{\omega_{c_1}}\right)^2}; \quad \tilde{M}_2 = \frac{I_2}{I_1 + I_2} M_0 \frac{\omega_{c_2}}{2\Delta_2}.$$

Обычно $\omega_{c_1} > \omega_{c_2}$ (ω_{c_1} близка к собственной парциальной частоте механической системы, ω_{c_2} — к собственной парциальной частоте электромагнитной системы двигателя), поэтому при ω_{c_1} фазовые углы $\vartheta_{\tilde{M}_1} = \frac{\pi}{2}$; $\vartheta_{\tilde{M}_2} \approx \pi$, т. е. при резонансных частотах моменты $\tilde{M}_1$ и $\tilde{M}_2$ сдвинуты на $\frac{\pi}{2}$ при ω_{c_2} $\vartheta_{\tilde{M}_2} \approx 0$; $\vartheta_{\tilde{M}_2} = \frac{\pi}{2}$, и при этих частотах амплитуда $M_{12} = \sqrt{\tilde{M}_1^2 + \tilde{M}_2^2}$.

При ω_{c_1}

$$M_{12} = M_0 \frac{I_2}{I_1 + I_2} \sqrt{\frac{\omega_{c_1}^2}{4\Delta_1^2} + \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{\omega_{c_1}}{\omega_{c_2}}\right)^2\right]^2}};$$

при ω_{c_2}

$$M_{12} = M_0 \frac{I_2}{I_1 + I_2} \sqrt{\frac{1}{\left[1 - \left(\frac{\omega_{c_2}}{\omega_{c_1}}\right)^2\right]^2} + \frac{\omega_{c_2}^2}{4\Delta_2^2}}.$$

Обычно $\omega_{c_1} \geqslant 2\omega_{c_2}$, так что при ω_{c_1} момент $\tilde{M}_2$ находится в зарезонансной области и мал по сравнению с резонансным значением $\tilde{M}_1$, тем более что коэффициент μ_1 резонансного усиления $\tilde{M}_1$ определяется в основном сравнительно небольшим демпфированием механической системы. Поэтому

$$(M_{12})_{c_1} \approx M_0 \frac{I_2}{I_1 + I_2} \cdot \frac{\omega_{c_1}}{2\Delta_1} = M_0 \frac{I_2}{I_1 + I_2} \mu.$$

В выражении для $(M_{12})_{c_2}$ значение $\tilde{M}_1$ соответствует дорезонансной области и сравнимо по величине с обычно небольшой резонансной величиной $\tilde{M}_2$. В результате амплитудно-частотная характеристика имеет два пика — низкочастотный (связанный с воздействием электромагнитной системы двигателя) весьма невелик, высокочастотный (при ω_{c_1}, определяется воздействием механической системы привода) — сравнительно высокий. Если связанность системы двигателя и механической системы привода значительна, то ω_{c_1} близко к ω_{c_2} и картина может существенно измениться.

Эти идеи могут быть использованы при *оценке влияния маховика* на динамику привода.

При установке маховика на шпиндель (увеличении I_1), во-первых, *ослабляется действие внешней возмущающей нагрузки* из-за уменьшения коэффициента $\frac{I_2}{I_1+I_2}$; во-вторых, уменьшается парциальная собственная частота механической системы привода, что обычно приводит к увеличению коэффициента σ (рис. 22, *а*), характеризующего связанность механической системы привода с электромагнитной системой двигателя, т. е. *к увеличению демпфирования привода*; оба эти эффекта существенны лишь при сравнимых величинах I_1 и I_2, т. е. при высоких и средних $n_{шп}$. В третьих, увеличение I_1 приводит к изменению собственных частот ω_{c1} и ω_{c2} (в основном ω_{c1}), что *может быть полезным или вредным фактором*, в зависимости от значений частотдействующих на привод возмущающих воздействий.

При установке маховика вблизи от ротора двигателя, т. е. таким образом, что увеличивается в основном I_2, во-первых, увеличивается $\frac{I_2}{I_1+I_2}$, т. е. усиливается действие внешней возмущающей нагрузки на привод; во-вторых, снижаются собственные частоты обеих парциальных систем, в бóльшей степени — электромагнитной системы двигателя, что приводит к уменьшению σ и, следовательно, к *уменьшению демпфирования привода;* в-третьих, меняются собственные частоты ω_{c1} и ω_{c2} (в бóльшей степени ω_{c2}).

При установке маховика на промежуточных деталях привода получается соответственно промежуточный эффект. Пользуясь предложенным упрощенным методом динамического расчета, этот эффект во всех случаях легко оценить количественно. Эффект, аналогичный действию маховика на шпинделе, можно получить также уменьшением I_2, т. е. махового момента ротора и связанных с ним деталей, например шкивов; разумным выбором мощности и скорости двигателя; применением двухскоростных двигателей [22].

Увеличение σ, т. е. демпфирования в приводе, можно достичь динамической настройкой привода так, чтобы сблизить парциальные частоты механической системы привода и электромагнитной системы двигателя. Это достигается подбором упругих звеньев (муфты, ременные передачи и т. п.) и маховых масс. При оптимальной настройке демпфирование может быть доведено до значений $\delta \approx 0{,}6 \div 1{,}2$, т. е. увеличено в 4—10 раз.

Связанность динамических систем электродвигателя и коробки скоростей может оказаться вредной при финишной обработке (например, на тяжелых прецизионных зубофрезерных станках), если наблюдаются скачки напряжения энергосети, что приводит к импульсным изменениям момента двигателя. В этих случаях целесообразна установка маховика на ротор электродвигателя.

Выводы, полученные при исследовании двухмассовых систем, качественно справедливы и для более сложных систем; однако в этих случаях целесообразен подробный динамический расчет.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ПРИВОДАХ ПРИ РЕЗАНИИ (АНАЛИЗ И РЕКОМЕНДАЦИИ)

В отношении динамики привода достаточно проанализировать типичные виды обработки — токарную, при которой сечение среза изменяется медленно, и фрезерную, при которой сечение меняется с большой частотой. Общими вопросами для приводов различных станков являются динамические процессы в приводах при врезании и выходе инструмента (в основном при интенсивных режимах обработки) и при холостом движении шпинделя (этот вопрос интересен для чистовых и отделочных режимов обработки).

Ниже дается анализ динамических процессов в приводах станков при врезании и выходе инструмента, холостом вращении шпинделя, различных режимах резания и даются рекомендации, позволяющие существенно улучшить динамические характеристики приводных механизмов.

Переходные процессы при врезании и выходе инструмента. При врезании и выходе инструмента нагрузка на шпиндель резко изменяется за короткое время и динамические эффекты могут стать весьма существенными. Наиболее опасны режимы прерывистого резания, при которых врезание и выход инструмента повторяются с большой частотой.

Врезание характеризуется нарастанием во времени нагрузки на шпиндель и деформации привода. При этом опасны динамические перегрузки в приводе и колебания шпинделя, отрицательно влияющие на стойкость инструмента, качество и точность обработки. Темп нагружения определяется заточкой и расположением инструмента, податливостью привода и т. п.

Сила резания при врезании вначале возрастает (примерно по линейному закону) за время $\tau_н$ от 0 до стационарного значения M_{max}, а затем стабилизируется. Коэффициент динамичности μ для такого воздействия определяется по рис. 20, *е* в зависимости от $\frac{\tau_н}{T_c}$ и δ; перегрузки в приводе определяются по изложенной выше методике. Из рис. 20, *е* следует, что перегрузка может достигать $2M_{max}$ и *уменьшается при увеличении собственной частоты f_c привода и увеличении демпфирования.*

Максимум нагрузки в приводе наблюдается при $t > \tau$, поэтому если продолжительность $\tau_{рез}$ процесса резания близка к $T_c = \frac{1}{f_c}$ (например, при обработке узкой поверхности с высокой скоростью), пользоваться графиком на рис. 20, *е* нельзя. В этих случаях можно принять, что импульс силы резания, в

зависимости от условий врезания, — прямоугольник или полуволна синусоиды длительностью $\tau = \tau_{рез}$, и определять μ по рис. 20 *а*, *д*, соответственно. В этих условиях *перегрузка будет тем меньше, чем меньше собственная частота привода* f_c (т. е., чем больше T_c).

Пример. При фрезеровании фрезой $D = 200$ *мм*, $z = 1$ площадки шириной $B = 100$ *мм* при $n_{шп} = 60$ *об/мин* $\tau_{рез} = 0{,}15$ *сек*; при $n_{шп} = 375$ *об/мин* $\tau_{рез} \approx 0{,}02$ *сек*. Собственная частота привода в обоих случаях $f_c \approx 30$ *гц*, т. е. $T_c \approx 0{,}03$ *сек*. При $n_{шп} = 60$ *об/мин* перегрузка должна определяться по первой методике; $\tau_н \approx 0{,}01$ *сек*, по рис. 20, *е* $\mu \approx 1{,}75$; *при увеличении* f_c до 60 *гц* ($T_c = 0{,}017$ *сек*) $\mu \approx 1{,}5$. При $n_{шп} = 375$ *об/мин* $\tau = \tau_{рез} = 0{,}02$ *сек*, перегрузка должна определяться по второй методике, по рис. 20, *а* $\mu \approx 1{,}65$; *при уменьшении* f_c до 15 *гц* ($T_c = 0{,}07$ *сек*) $\mu \approx 1{,}3$.

Если колебания, вызванные импульсом, не успевают затухнуть до начала следующего импульса резания, необходимо определять колебания в приводе как стационарный процесс и применять в этом случае, например, разложение в ряд Фурье (см. ниже рис. 31). Приведенные методики в этом случае пригодны для определения перегрузок при первом врезании инструмента.

Выход инструмента характеризуется быстрым снятием нагрузки с приводного механизма. Если амплитуда скорости возникающих при этом колебаний шпинделя превысит среднюю скорость его вращения, то раскрываются зазоры в передачах. При работе с раскрытием зазоров наблюдается повышенный шум, быстрый износ соединений, расцепление кулачковых муфт, понижение стойкости инструмента и т. п. Поэтому режимы обработки, при которых систематически раскрываются зазоры в механизме главного привода, следует считать недопустимыми.

Как и при врезании, при выходе инструмента большое значение имеет темп снятия нагрузки. Наиболее опасен случай мгновенного снятия нагрузки. Если частота следования импульсов резания $f_u \ll f_c$, то зазор не раскрывается при выполнении условия [22]:

$$\frac{M_1}{nf_cI_1}(1-2{,}1\eta)\sqrt{1-\frac{\left(\frac{M_{тр}+M_o}{M_1}\right)^2}{(1-2{,}1\eta)^2}} \leqslant \frac{\pi^2}{15} \approx 0{,}65, \qquad (35)$$

где I_1 — момент инерции в *кГсмсек*^{2} массы, на которую действует переменный во времени момент $M_0 + M_1$ (рис. 29, *а*); I_2 — момент инерции другой массы системы; e — податливость упругой связи динамической системы привода в *рад/кГсм*; M_0 — постоянная составляющая момента в *кГсм*; M_1 — амплитуда переменной части момента, имеющей вид импульсов с крутым задним фронтом, в *кГсм*; $M_{тр}$ — момент сил трения, действующих на массу I_1 (шпиндель) в *кГсм*; n — скорость вращения системы в *об/мин*; $f_c = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{I_1+I_2}{I_1I_2e}}$ — собственная частота системы привода в *гц*;

$\eta = \frac{c}{c_{кр}}$ — относительное демпфирование динамической системы привода; формула (35) справедлива для двухмассовой системы.

На рис. 29, *б* на основе формулы (35) построены в безразмерных координатах границы устойчивой (без раскрытия зазора) работы привода при разных значениях η; на рис. 29, *в* результаты расчета по формуле (35) сравниваются с экспериментальными данными М. Полачека (ВУОСО, ЧССР). Испытывали фрезерный станок с тремя вариантами привода: 1) $I_1 = 0{,}7$; $I_2 = 1{,}0$ *кГсмсек*^{2}; $e = 2{,}3 \cdot 10^{-5}$ *рад/кГсм*; $f_c = 51$ *гц*; 2) $I_1 = 2{,}9$; $I_2 = 1{,}0$ *кГсмсек*^{2}; $e = 2{,}3 \cdot 10^{-5}$ *рад/кГсм*; $f_c = 38$ *гц* (на шпинделе установлен махо-

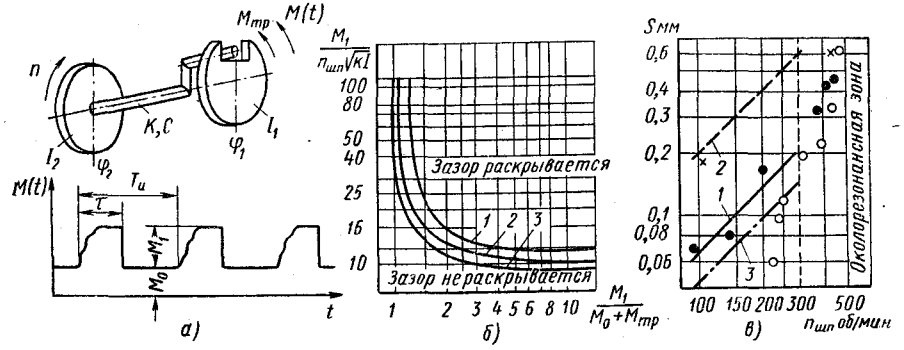


Рис. 29. Критерий раскрытия зазора в приводе (*б*) при действии возмущающего момента с крутым задним фронтом (*а*): (*1* — $\eta = 0{,}1$; $\delta = 0{,}66$; *2* — $\eta = 0{,}05$; $\delta = 0{,}31$; *3* — $\eta = 0$; $\delta = 0$)

в — экспериментальные значения предельной площади сечения стружки, при которой начинается раскрытие зазора (● — $I_1 = 0{,}7$ *кГсмсек*^{2}, $f_c = 51$ *гц*) (*1*); × — $I_1 = 2{,}9$ *кГсмсек*^{2}; $f_c = 38$ *гц* (*2*); знак ○ — $I_1 = 0{,}7$ *кГсмсек*^{2}, $f_c = 37$ *гц* (*3*), точки — эксперимент, линии — расчет

вик); 3) $I_1 = 0{,}7$, $I_2 = 1{,}0$ *кГсмсек*^{2}; $e = 4{,}4 \cdot 10^{-5}$ *рад/кГсм*; $f_c = 37$ *гц* (ременная передача на шпиндель, маховика нет). Для каждого варианта на рис. 29, *в* нанесены предельные прямые $M_1 = Af_cI_1n_{шп}$, при которых по условию (35) еще обеспечивается работа без раскрытия зазоров. Нормировка прямых, т. е. определение коэффициента A, выполнена по экспериментальным данным, соответствующим варианту 1. Принято, что M_1 пропорционален площади среза S (при экспериментах изменялась глубина резания при постоянной подаче); η, M_0, $M_{тр}$ не зависят от $n_{шп}$. Полученное при этих предположениях согласие прямых *2* и *3* с экспериментальными данными по вариантам 2 и 3 удовлетворительное.

Если f_u сравнима с f_c, то раскрытие зазора может наблюдаться при резонансном усилении колебаний. Условие раскрытия зазора в этом случае $M_{упр} \geqslant M_o + M_{тр} + \frac{M_1}{2}$, где $M_{упр}$ — амплитуда упру-

гого момента в валопроводе. Если при $f_u \ll f_c$ определяющее влияние на развитие колебаний в приводе при выходе инструмента имеет задний фронт импульса, то при сравнимых величинах f_u и f_c форма импульса силы резания играет второстепенную роль по сравнению с частотой f_c, соотношением $M_0 + M_{тр}$ и M_1, величиной η.

В заключение можно указать, что **при низких** $n_{шп}$, когда крутильная податливость привода велика, f_c велика, фронт импульса силы резания пологий по сравнению с $T_c = \frac{1}{f_c}$, *перегрузки при врезании невелики, опасно раскрытие зазоров при выходе инструмента. При высоких* $n_{шп}$ *картина обратная.*

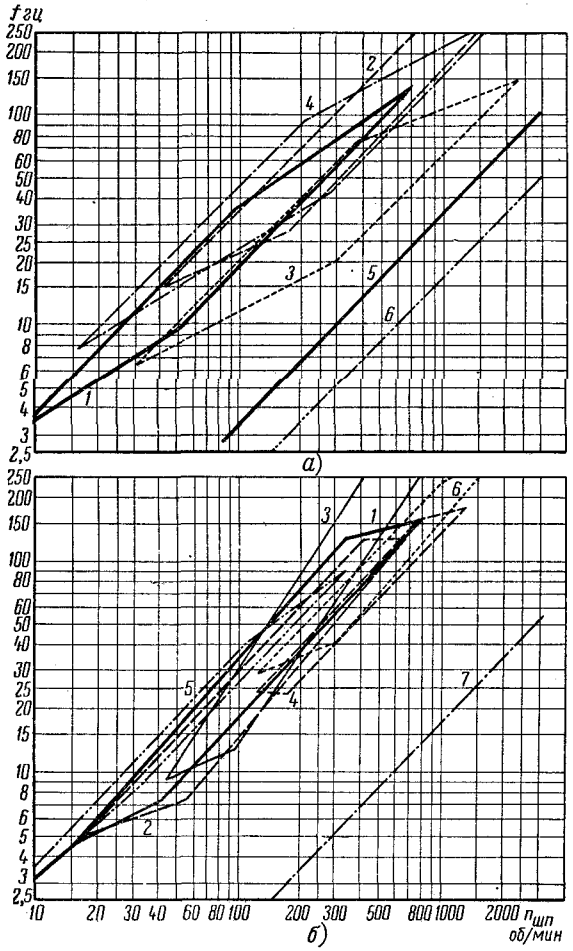


Рис. 30. Частоты возмущающих воздействий, действующих на шпиндель при фрезеровании:

а — вертикально-фрезерные станки (*1*, *2* — торцовые фрезы с зубьями из быстрорежущей стали при обработке стали, цветных сплавов соответственно; *3*, *4* — торцовые фрезы с твердосплавными пластинками при обработке стали, чугуна соответственно; *5* — шпоночные фрезы; *6* — концевые фрезы по ГОСТу 8237—57, биение фрезы); *б* — горизонтально-фрезерные станки (*1*, *2*, *3* — цилиндрические фрезы с ножами из быстрорежущей стали при обработке стали, чугуна, цветных сплавов соответственно; *4* — цилиндрические фрезы с твердосплавными пластинками при обработке стали и чугуна; *5*, *6* — дисковые фрезы с пластинками из быстрорежущей стали, твердых сплавов соответственно; *7* — биение фрезы)

Динамика привода при фрезеровании. Нагрузка на шпиндель при фрезеровании представляет собой последовательность ударов, в большинстве случаев — с постоянной составляющей. Удары приводят к возникновению интенсивных крутильных колебаний и динамических нагрузок в приводном механизме. Даже отвлекаясь от динамических резонансных процессов, привод при фрезеровании находится в более тяжелых условиях, чем при обработке с постоянной во времени нагрузкой, например при точении, так как при одном и том же среднем крутящем моменте (и мощности) на шпинделе максимальный момент при фрезеровании может значительно превышать среднее значение из-за импульсного характера нагрузки.

Характеристики возмущающих воздействий на шпиндель при фрезеровании определяются режимами резания, диаметром D и числом зубьев z фрезы и т. п. На рис. 30 [22] приведены вероятные диапазоны частот импульсов, действующих на шпиндель при фрезеровании на горизонтально- и вертикально-фрезерных станках, рассчитанные по типовым технологическим нормативам. Статистические обследования работы станков показывают, что фактические диапазоны частот импульсов существенно уже, чем на рис. 30. Диапазон частот крутящих моментов, действующих на шпиндель, существенно шире, чем диапазон частот импульсов, из-за наличия в спектре возмущающих воздействий высших гармоник. На рис. 31 показаны коэффициенты разложения в ряд Фурье моментов, действующих на шпиндель; видно, что существенную величину могут иметь вторая и реже третья гармоники. Амплитуды

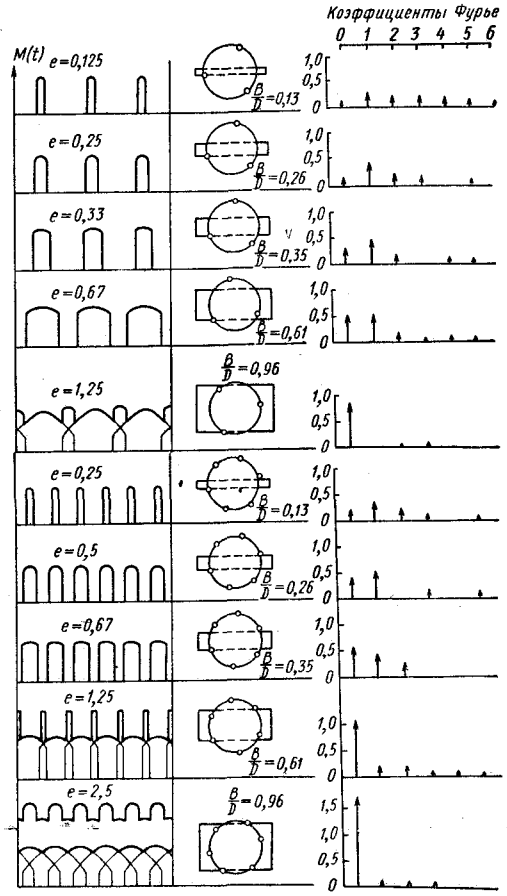


Рис. 31. Гармонические составляющие возмущающего воздействия на шпиндель при фрезеровании в зависимости от $\frac{B}{D}$, e при разном числе зубьев фрезы

динамических воздействий на шпиндель при фрезеровании определяются, кроме типа инструмента, прочности обрабатываемого материала, режимов резания и т. п., также расположением фрезы относительно заготовки, т. е. формой импульса и степенью перекрытия, т. е. отношением угловой ширины фрезерования φ к углу β между соседними зубьями фрезы $\left(e=\frac{\varphi}{\beta}\right.$, см. рис. 31). Наибольшие нагрузки на шпиндель наблюдаются на средних ступенях $n_{шп}$ (см. гл. I данного раздела), при этом наблюдаются наибольшие динамические перегрузки в приводном механизме. При высоких $n_{шп}$ производится чистовая обработка и работа концевыми и шпоночными фрезами; импульсное нагружение шпинделя приводит к крутильным колебаниям, ухудшающим чистоту поверхности и стойкость инструмента.

При фрезеровании могут наблюдаться: а) перегрузки в приводе при врезании фрезы (см. стр. 67); б) раскрытие зазоров при выходе зуба фрезы (см. стр. 68); для борьбы с этим целесообразно уменьшить угол выхода зуба фрезы из заготовки, т. е. увеличить плавность снятия нагрузки, а также увеличить степень перекрытия e [т. е. увеличить M_0 в формуле (35)] и увеличить $n_{шп}$; для ослабления динамических эффектов, приведенных в п.п., а) и б), которые проявляются в основном на низких ступенях $n_{шп}$, целесообразно также увеличивать крутильную жесткость приводного механизма (т. е. f_c); в) резонансные процессы в приводе.

Резонансные процессы в приводе могут наблюдаться на любых ступенях $n_{шп}$. Во многих фрезерных станках среднего размера собственные частоты крутильных колебаний приводного механизма на многих ступенях $n_{шп}$ близки к возможным частотам возмущающих воздействий на шпиндель. Возможен также резонанс второй гармоники (см. рис. 30); из-за нелинейности упругой системы приводного механизма возможен также *субгармонический резонанс кратности* 1/2 [22]. Эти резонансные явления очень часто проявляются в эксплуатации в виде ускоренного усталостного разрушения деталей привода, повышенного шума станка из-за раскрытия зазоров в передачах. Резонансные явления в приводе были исследованы экспериментальным и расчетным путем [22].

Амплитудные значения нагрузок, действующих в приводе при работе станка в околорезонансной зоне, определяют следующим образом: 1) определяют собственную частоту f_c и демпфирование — логарифмический декремент δ механической системы приводного механизма с учетом влияния электромагнитной системы двигателя (по приведенной выше методике, стр. 38, 49—52); при отсутствии в приводе специальных упруго-демпфирующих элементов можно принять для парциальной механической системы привода $\delta' \approx \approx 0{,}15$; 2) производят геометрическое построение суммарного

момента $M(t)$, действующего на шпиндель (аналогично построению в левой части рис. 31) и определяют нулевую $M_0 = M_{ср}$, первую M_1 и вторую M_2 гармонику $M(t)$ (см. рис. 31); 3) сравнивают частоты первой и второй гармоник $M(t)$ с частотой f_c. Учитывая неточность определения исходных параметров, упрощения при расчете f_c, нелинейность динамической системы привода, отклонение от номинала $n_{шп}$ и т. п., наличие резонанса считается при отклонении частоты данной гармоники от f_c на $\pm$ 20%; 4) в случае, если гармоника M_i ($i = 1,2$) резонирует, определяют ее резонансную амплитуду $M_{i_{рез}} = M_i \frac{\pi}{\delta}$; максимальное значение упругого момента в приводе определяется как $M_{\max} = M_0 + M_{i_{рез}}$; коэффициент динамичности $\mu = \frac{M_{\max}}{M_{ср}} = 1 + \frac{M_{i_{рез}}}{M_0}$. При этом остальные (нерезонирующие) гармоники отбрасываются. Так, например, при $e = 2{,}5$; $\frac{B}{D_{фр}} = 0{,}96$; $z = 6$ (рис. 31) $M_0 \approx 1{,}7$; $M_1 \approx 0{,}2$; $M_2 \approx 0{,}15$; $M_3 \approx 0{,}09$; при резонансе M_1 и $\delta = 0{,}15$; $M_{\max} = 1{,}7 + 0{,}2 \frac{\pi}{0{,}15} = 5{,}9$; $\frac{M_{\max}}{M_{ср}} = \frac{5{,}9}{1{,}7} = 3{,}5$ (за единицу принята высота импульса момента от одного зуба фрезы). Если резонирует M_2, то $M_{\max} = 1{,}7 + 0{,}15 \frac{\pi}{0{,}15} = 4{,}8$; $\frac{M_{\max}}{M_{ср}} = \frac{4{,}8}{1{,}7} \approx 2{,}8$; если резонирует M_3, то $M_{\max} = 1{,}7 + 0{,}09 \frac{\pi}{0{,}15} = 3{,}6$; $\frac{M_{\max}}{M_{ср}} = \frac{3{,}6}{1{,}7} = 2{,}1$. Экспериментальные исследования [22] показали, что во фрезерных станках массовых моделей при типовых режимах резания часто наблюдается резонанс первой и второй гармоник, а также субгармонический резонанс, при этом наблюдались перегрузки $\frac{M_{\max}}{M_{ср}} = = 1{,}5 \div 3{,}2$.

Интенсивные колебания крутящего момента, кроме увеличения нагрузок на детали привода в 2—3 раза по сравнению с расчетными, приводят к раскрытию зазоров, и, как следствие, к повышенному износу деталей привода и шуму.

При чистовых режимах фрезерования, когда нагрузки в приводе невелики и динамическая перегрузка приводного механизма несущественна, представляет опасность неравномерность вращения шпинделя, которая приводит к повышению шероховатости поверхности и ухудшению точности обработки. Причины возникновения неравномерности вращения те же, что и причины возникновения динамических перегрузок. Зная резонансную амплитуду M_{i_0} и частоту f_c резонирующей гармоники момента, можно определить амплитуду колебаний скорости шпинделя по формуле $\Delta v = = \frac{M_{i_0}}{2\pi f_c I}$, где I — момент инерции шпинделя и приводимых к нему элементов расчетной схемы.

Пути уменьшения динамических перегрузок и крутильных колебаний в приводе фрезерного станка: а) выполнение условия замкнутости кинематической цепи (35); б) отстройка от резонанса, т. е. выполнение для основных режимов обработки условий $f_c \gg f_u$ или $f_c \ll f_u$, где f_u — частота врезания ножей фрезы; в) увеличение демпфирования привода, т. е. уменьшение коэффициента резонансного усиления, уменьшение амплитуды и ускорение затухания колебаний при врезании и выходе инструмента; г) уменьшение эффективной амплитуды возмущающего момента, действующего на шпиндель [например, для трехмассовой системы на рис. 19, *б*, где I_1 — масса шпинделя, уменьшение коэффициента $\frac{I_2 I_3}{(I_1+I_2)(I_2+I_3)}$ в формуле (16)].

Для выполнения условия (35), которое актуально на *низших ступенях* $n_{шп}$, следует уменьшить крутильную податливость привода и увеличивать момент инерции шпиндельной группы. Увеличение момента инерции ограничивается чрезмерным увеличением веса и размеров шпиндельной группы, поэтому основным должно быть уменьшение податливости. Так как при этом увеличивается f_{c1}, а f_u при малых $n_{шп}$ сравнительно невелики, можно заключить, что при низких ступенях $n_{шп}$ ($\leqslant$ 200—400 *об/мин* для средних станков) целесообразно стремиться к выполнению соотношения $f_c \gg f_u$.

Для уменьшения крутильной податливости необходимо: сокращать кинематические цепи; увеличивать приведенную изгибную жесткость валов уменьшением пролетов и расположением тихоходных зубчатых колес, передающих большие моменты, ближе к опорам и т. п. [22]. Следует увеличивать жесткость тех деталей, роль которых в балансе крутильной податливости велика.

Особое значение имеет рациональное построение структурной сетки привода; следует избегать повышающих передач при низших ступенях $n_{шп}$, а понижающие передачи располагать возможно ближе к шпинделю. Это значительно повышает и устойчивость работы станка, и влияние упругой муфты на суммарное демпфирование колебаний в приводе.

В связи с тем, что на низших ступенях $n_{шп}$ нежелательно увеличивать крутильную податливость, затрудняется увеличение демпфирования привода включением в кинематическую цепь упругих элементов из материалов с высоким демпфированием, а также увеличением связанности механической системы привода и электромагнитной системы двигателя. Существенно повысить демпфирование можно применением «параллельных», т. е. не увеличивающих крутильную податливость, упруго-демпфирующих элементов — динамических гасителей колебаний (раздел IX).

На *высоких ступенях* $n_{шп}$ ($\geqslant 300 \div 400$ *об/мин*) раскрытие зазоров в приводе не актуально; частоты возмущающих сил f_u очень высоки (до 150—200 *гц*, рис. 30). Поэтому целесообразно обеспечить выполнение условия $f_c \ll f_u$. Уменьшение f_c обеспечивает также снижение перегрузок при переходных процессах (см. выше), которые наиболее опасны при высоких $n_{шп}$. Уменьшение f_c достигается увеличением момента инерции шпиндельной группы (например, установкой маховика) и введением упругих элементов в кинематическую цепь.

Установка маховика позволяет понизить f_c, уменьшить эффективную амплитуду действующего на шпиндель момента, повысить демпфирование увеличением связанности механической системы привода и электромагнитной системы двигателя; однако, как указано выше, возможности увеличения момента инерции шпиндельного узла ограничены. Основным методом уменьшения f_c на высоких ступенях $n_{шп}$ является введение упругих элементов (упругая муфта, ременная передача, зубчатое колесо с упругим элементом), которые могут включаться только на высоких $n_{шп}$, не увеличивая крутильную податливость на низших $n_{шп}$. Применение в упругих элементах материалов с большим демпфированием (см. раздел IX) позволяет существенно увеличить суммарное демпфирование привода. Можно также использовать постоянно включенные упругие элементы, расположенные на быстроходных валах, например упругую муфту на валу электродвигателя. В приведенной расчетной схеме податливость такого «быстроходного» упругого элемента играет существенную роль в балансе только на высоких ступенях $n_{шп}$.

Простым и мощным методом повышения демпфирования привода на высоких $n_{шп}$ является увеличение связанности колебаний в приводном механизме и в электромагнитной системе двигателя [22]. Наибольшая связанность ($\sigma \to \infty$) наблюдается при совпадении парциальной электромеханической частоты двигателя ($f_{э.0} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{2pM_к}{I_2}}$) с низшей собственной частотой механической системы привода. Для двигателей средней мощности $f_{э.0}$ близка к 10 *гц*; при высоких $n_{шп}$ такое значение собственной частоты механической системы легко реализуется введением соответствующих упругих элементов и отвечает требованию $f_c \ll f_u$. «Резонансная настройка» привода и электродвигателя легко обеспечивается при проведении динамического расчета в процессе конструирования и может привести к увеличению демпфирования в приводе в 3—5 раз. Дальнейшее увеличение демпфирования может быть получено при использовании двигателей с повышенным скольжением.

Рациональное конструирование привода фрезерного станка в соответствии с данными динамического расчета и приведенными выше рекомендациями обеспечивает снижение динамических нагрузок в приводе и крутильных колебаний шпинделя в несколько раз, так что на низких ступенях $n_{шп}$ на промежуточных валах привода $\frac{M_{max}}{M_{ср}}$ превышает степень неравномерности момента сил

резания, действующего на шпиндель, не более чем на 5—10%, а на высоких $n_{шп}$ $\frac{M_{max}}{M_{ср}} \approx 1$.

Динамика привода при токарной обработке. При точении требования к динамическим характеристикам привода зависят от конкретного вида обработки. При финишной обработке (*высокие* $n_{шп}$) крутильные колебания (неравномерность вращения) шпинделя приводят к колебаниям силы резания, т. е. к ухудшению чистоты и точности обработки. При получистовой и черновой обработке деталей с равномерным припуском (средние $n_{шп}$, для станков среднего размера $n_{шп} \approx 100 \div 600$ *об/мин*) недостаточная виброустойчивость станка может ограничить предельные режимы, т. е. производительность станка. На низких $n_{шп}$ (30—200 *об/мин для станков среднего размера*) опасны режимы обдирки отливок и поковок, обтачивания деталей неправильной формы с выступами, стыкованных заготовок; при этих режимах возможны раскрытие зазоров в передачах при выходе инструмента, колебания скорости при врезании и выходе инструмента, снижающие стойкость резцов, резонансные колебания в приводе. На очень низких $n_{шп}$ (10—50 *об/мин*) производят точение труднообрабатываемых материалов, развертывание, нарезание резьбы метчиками и т. п.; *при недостаточной жесткости привода на этих режимах возникают крутильные автоколебания.*

При высоких $n_{шп}$ производят чистовое обтачивание цилиндрических деталей. Момент сил резания, действующий на шпиндель, невелик и динамические процессы в приводе такие же, как и при холостом вращении шпинделя (рис. 32, *а*). Крутильные колебания в валопроводе при этом обусловлены погрешностями изготовления деталей привода; амплитуда колебаний крутящего момента в приводе на холостом ходу ($M_{х.х}$) при высоких $n_{шп}$ может достигать $(0{,}5 \div 0{,}6)\, M_{ном}$, что следует учитывать в расчетах на долговечность.

Примем, что колебания в приводе вызываются эксцентриситетами, неточностями шага зубчатых колес, погрешностями подшипников, что возбуждение привода от деталей, расположенных на i-м валу приводного механизма, происходит по гармоническому закону с частотой, равной скорости вращения вала. Тогда максимальная величина $M_{х.х}$, приведенная к k-му валу, равна [22]

$$M_{х.х} = 4\pi^2 \cdot I_{\Sigma_к} n_к \sum_i \alpha_i n_i, \qquad (36)$$

где $I_{\Sigma_к}$ — суммарный момент инерции деталей приводного механизма, приведенный к k-му валу; $n_к$ — скорость вращения k-го вала в *об/сек*; α_i — суммарная угловая ошибка для i-го вала (приведенная к углу векторная сумма накопленных ошибок окружного шага зубчатых колес и эксцентриситетов различных элементов, расположенных на i-м валу). Величины α_i определяются в основ-

ном погрешностями зубчатых колес. Так как допускаемые линейные погрешности (эксцентриситет, накопленная ошибка шага) при заданной степени точности увеличиваются при увеличении диаметра колеса, то величины угловых погрешностей мало зависят от диаметра. Обычно силовые зубчатые колеса в приводном механизме выполняют по одной степени точности; разница диаметров зубчатых колес в пределах одного привода не очень велика; в пределах каждого вала происходит суммирование несколь-

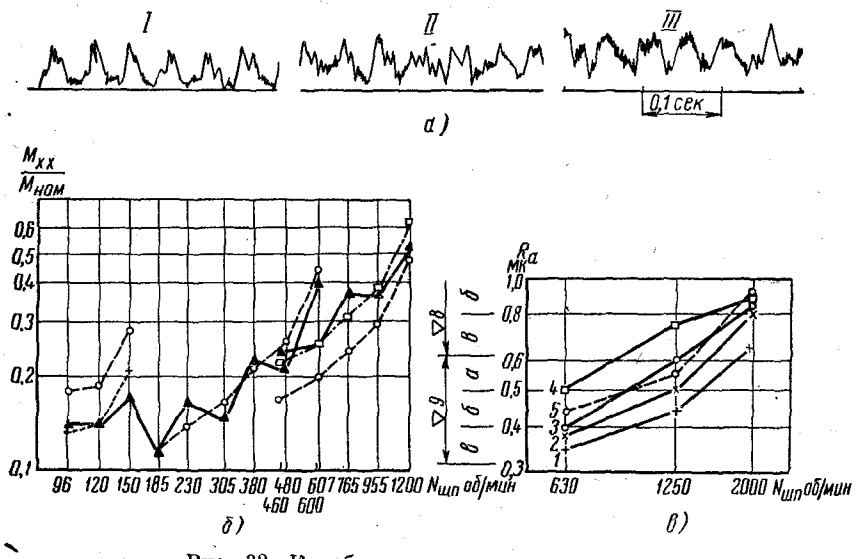


Рис. 32. Колебания в приводе при точении:

а — осциллограммы крутящего момента (станок мод. 1А62), $n_{шп} = 600$ *об/мин* (*I* — холостое вращение шпинделя; *II* — $s = 0{,}1$ *мм/об*, $t = 1{,}4$ *мм*; *III* — $s = 0{,}1$ *мм/об*, $t = 5{,}3$ *мм*); *б* — зависимость амплитуды $M_{х.х}$ от $n_{шп}$ (▲ — $M_{х.х}$ по осциллограммам; ○ — расчет нормирован по $n_{шп} = 185$ *об/мин*; □ — расчет нормирован по $n_{шп} = 610$ *об/мин*; (+) — расчет нормирован по $n_{шп} = 120$ *об/мин*; *в* — зависимость высоты микронеровностей от $n_{шп}$ (*1* — $s = 0{,}4$; *2* — $s = 0{,}3$; *3* — $s = 0{,}05$; *4* — $s = 0{,}07$ *мм/об*; *5* — расчет $\varphi_{х.х}$)

ких погрешностей, поэтому приближенно можно принять, что суммарная угловая ошибка одинакова для каждого вала, т. е. $\alpha_i \approx \alpha$ $(i = 1, 2, \ldots)$. Тогда

$$M_{х.х} \approx 4\pi^2 \alpha I_{\Sigma_к} n_к \sum_i n_i. \qquad (36')$$

По рис. 32, *б* видно, что формула (36′) хорошо описывает закономерности зависимости $M_{х.х} = f(n_{шп})$, но для разных диапазонов $n_{шп}$ значение α, т. е. нормировка формулы (36′), изменяется.

Из формулы (36) после приведения $M_{х.х}$ к шпинделю определяется амплитуда колебаний скорости шпинделя $(\dot{\varphi}_{шп})_0$ в

предположении, что эти колебания происходят с собственной частотой привода [22]:

$$(\ddot{\varphi}_{шп})_0 = \frac{1}{\omega_c} 4\pi^2 \frac{I_{\Sigma шп}}{I_{шп}} n_{шп} \Sigma \alpha_i n_i \approx \frac{2\pi\alpha}{f_c} \cdot \frac{I_{\Sigma шп}}{I_{шп}} n_{шп} \Sigma n_i, \qquad (37)$$

где $I_{шп}$ — момент инерции шпинделя. Эксперименты (рис. 32) показывают, что геометрия поверхности при чистовой обработке связана с неравномерностью вращения шпинделя.

Из формул (36) и (37) следуют рекомендации, обеспечивающие уменьшение $M_{x.x}$ и повышение равномерности вращения шпинделя. Во-первых, следует уменьшать α_i, т. е. повышать точность изготовления деталей привода тем в большей степени, чем выше скорость вращения n_i соответствующих деталей. Во-вторых, следует уменьшать сумму чисел оборотов валов приводного механизма Σn_i (укорочением кинематической цепи на высоких $n_{шп}$; построением структурной сетки так, что на высших ступенях $n_{шп}$ на шпиндель передача ускорительная, а входной и промежуточные валы вращаются с минимальной скоростью). В-третьих, следует уменьшать $\frac{I_{\Sigma шп}}{I_{шп}}$, т. е. увеличивать момент инерции шпинделя, например, установкой маховика и уменьшать приведенные моменты инерции промежуточных деталей привода (применением облегченных шкивов, соответствующим построением структурной сетки и т. п.). Кроме того, из формулы (37) следует целесообразность увеличения собственной частоты привода f_c.

Однако проведенное в работе [22] более подробное рассмотрение показало, что при учете резонансных характеристик системы привода, не учтенных при выводе формулы (37), и частотного спектра возмущающих воздействий от внутришаговых погрешностей зубчатых колес, разноразмерности тел качения в подшипниках и т. п., целесообразно на высоких ступенях $n_{шп}$ *понижать собственную частоту* f_c ближайшей к шпинделю парциальной системы привода до ~ 4—5 *гц*. Это обеспечивается увеличением момента инерции шпиндельной группы и введением упругой передачи (ременной передачи, зубчатого колеса с упругим звеном и т. п.) на шпиндель на высоких ступенях $n_{шп}$. При ременной передаче на шпиндель (так называемый разделенный привод) имеется принципиальная возможность виброизоляции коробки скоростей, поступательные колебания которой из-за погрешностей изготовления деталей и дебалансов могут привести к ухудшению точности обработки; однако ременная передача из-за неоднородности ремней по модулю и по геометрическим размерам сама может вызвать нежелательные колебания шпинделя. Привод шпинделя через зубчатое колесо с упругой вставкой позволяет применить упругий материал с весьма высоким демпфированием (логарифмический декремент $\delta \leqslant 1{,}5 \div 2{,}0$, см. раздел IX); повышение демпфирования позволяет увеличить f_c при заданной равномерности вращения шпинделя.

Уменьшение крутильной жесткости привода может привести к уменьшению виброустойчивости станка, что может сказаться при выполнении получистовой обработки с интенсивными режимами резания на низших ступенях диапазона высоких $n_{шп}$. Поэтому целесообразно дублировать граничные между средними и высокими ступени $n_{шп}$, обеспечивая возможность их получения через упругий элемент (для финишных режимов) и через перебор (для режимов с большой технологической нагрузкой). Этот принцип применяется в лучших конструкциях токарных станков; например, в станке VDF «Unicop» ступени $n_{шп} = 14 \div 710$ *об/мин* реализуются зубчатым приводом шпинделя, $n_{шп} = 140 \div 1800$ *об/мин* — ременным приводом.

При низких и средних $n_{шп}$ на шпиндель токарного станка во всех случаях, кроме обработки некруглых и стыкованных деталей, действует постоянный во времени момент. При обтачивании стыкованных и некруглых деталей (или обдирке грубой заготовки) количество импульсов силы резания на оборот шпинделя может быть $z = 1$ (биение заготовки), $z = 2$ (стыкованный фланец) и т. п. Обычно $z \leqslant 6 \div 8$; для литейной корки и поковок количество и расположение выступов колеблется случайным образом. На вертикальных токарных полуавтоматах около 40% заготовок имеют некруглую форму [22].

Некруглые заготовки обтачивают при $n_{шп} \leqslant 100 \div 200$ *об/мин*; частоты возмущающих воздействий $f_u = 1 \div 7$ *гц*, редко до 12—15 *гц*. Как и при фрезеровании, при обтачивании некруглых заготовок важна форма силового импульса, действующего на шпиндель: крутой передний фронт приводит к повышенным перегрузкам при врезании, крутой задний фронт может привести к раскрытию зазора. Специфика токарных станков в том, что частоты воздействий на шпиндель обычно в 3—5 раз ниже, чем на фрезерных станках; эти виды обработки проводятся в массивном патроне, так что относительный момент инерции шпинделя больше, чем на фрезерных станках. Однако существенно ниже и крутильная жесткость (из-за особенностей компоновки, в вертикальных станках — из-за наличия длинных валов) и f_c привода (из-за меньшей жесткости и большого момента инерции шпинделя). Так, низшие f_c привода для универсальных токарных станков среднего размера и вертикальных полуавтоматов находятся в пределах 10—27 *гц* [22], на фрезерных станках среднего размера для тех же ступеней $n_{шп} = 35 \div 100$ *гц*.

Сравнение приведенных выше значений f_u и f_c для приводов токарных станков показывает, что в ряде случаев возможен резонанс первой гармоники действующего на шпиндель возмущающего момента; весьма вероятен резонанс второй гармоники. Эксперименты [22] и эксплуатационные наблюдения показывают, что часты случаи ускоренного выхода из строя вследствие усталостных поломок зубчатых колес в коробках скоростей токарных

станков, на которых обтачивают заготовки с некруглой и прерывистой поверхностью; при этих режимах наблюдаются раскрытие зазоров в передачах и значительные динамические перегрузки при врезании.

На очень низких ступенях ($n_{шп} \leqslant \sim 50$ *об/мин*) при обтачивании, нарезании резьбы метчиком, развертывании иногда наблюдаются крутильные автоколебания шпинделей токарных станков, которые объясняются недостаточной крутильной жесткостью. По мере увеличения приведенной крутильной жесткости интенсивность и область возникновения автоколебаний уменьшаются.

Динамическая система привода имеет существенное влияние и на развитие автоколебаний в системе СПИД, т. е. на виброустойчивость и предельные режимы токарных станков. Так, на станке мод. 1К62 ступень $n_{шп} = 630$ *об/мин* может быть получена по короткой и по длинной кинематическим цепям. В диапазоне частот 0—100 *гц* обе системы могут быть сведены к трехмассовым (короткая система: $I_р = 0{,}82$; $I_{шк} = 0{,}62$; $I_{шп} = 0{,}12$ *кГсмсек*^{2}; $e_р = 24$; $e_к = 40 \cdot 10^{-6}$ *рад/кГсм*; длинная система: $I_р = 0{,}82$; $I_{шк} = 0{,}66$; $I_{шп} = 0{,}33$ *кГсмсек*^{2}; $e_р = 24$; $e_к = 20{,}6 \cdot 10^{-6}$ *рад/кГсм*, где $I_р$ — момент инерции ротора двигателя со шкивом; $I_{шк}$ — приемного шкива коробки скоростей и динамически приведенных к нему деталей; $I_{шп}$ — шпинделя и приведенных к нему деталей; $e_р$ — податливость ременной передачи; $e_к$ — приводного механизма). Две низшие собственные частоты у этих систем близки между собой (короткая цепь — $f_{c1} = 49{,}5$ *гц*; $f_{c2} = 82{,}4$ *гц*; длинная цепь — $f_{c1} = 43$ *гц*; $f_{c2} = 81$ *гц*); однако, в связи с тем, что $I_{шп}$ при длинной цепи в 2,7 раза больше, чем при короткой, а жесткость привода $\frac{1}{e_к}$ в 2 раза больше, предельное сечение стружки при приводе шпинделя по длинной цепи на 30% больше, чем по короткой.

В соответствии с изложенным пути улучшения динамических характеристик токарных станков при низких и средних $n_{шп}$ — это увеличение приведенной крутильной жесткости коробки скоростей, момента инерции шпиндельного узла и демпфирования приводного механизма, увеличение f_{c1} для исключения резонанса при обтачивании заготовок с некруглой и прерывистой поверхностью.

Увеличения крутильной жесткости можно достичь оптимальным построением структурной сетки, исключением «слабых» мест из баланса крутильной податливости и, в крайнем случае, увеличением размеров деталей. В токарных станках низшие ступени $n_{шп}$ обычно получаются через перебор, поэтому структурная сетка близка к оптимальной. Исключение слабых мест дает существенные результаты. Так, суммарная податливость e_Σ коробки скоростей станка мод. 1К62 при $n_{шп} = 630$ *об/мин* в 2 раза больше

при короткой цепи (три зубчатые передачи), чем при длинной (пять передач). Это объясняется тем, что при получении $n_{шп} = 630$ *об/мин* по короткой цепи блок колес расположен в середине пролета тонкого шлицевого валика, так что эквивалентная изгибная податливость соответствующей передачи составляет $e_{и.э} = 21 \cdot 10^{-6}$ *рад/кГсм* $\approx 0{,}5\ e_\Sigma$ [22]. Особое значение имеет увеличение крутильной жесткости приводов вертикальных токарных полуавтоматов, в которых имеются тонкие длинные вертикальные валы. Основной путь увеличения крутильной жесткости — увеличение скорости вращения вертикального вала при заданной скорости шпинделя [22].

Как показано на примере станка мод. 1К62, рациональное построение структурной сетки приводит не только к увеличению крутильной жесткости, но и к увеличению эффективного момента инерции шпиндельной группы. Радикальное увеличение демпфирования в приводе при низких и средних $n_{шп}$ достигается применением динамических гасителей колебаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вейц В. Л. Динамика машинных агрегатов. Л., «Машиностроение», 1969.
2. Власов Б. В. Опыт планирования, учета и анализа использования крупных металлорежущих станков. Машгиз, 1952.
3. Глейзер В. Е. и Шустер А. И. Учет использования оборудования. «Технология транспортного машиностроения», 1956, № 11—12.
4. Гольденберг Л. Д. Диспетчерский контроль использования оборудования в машиностроении. Машгиз, 1958.
5. Ермолаева Т. Т. Методы контроля использования электропривода станков в механических цехах. Труды Ленинградского экономического ин-та, вып. II, 1956.
6. Карнеев В. Ф. Разработка основных характеристик универсальных металлорежущих станков. Труды Тульского механического ин-та, вып. 9. Оборонгиз, 1958.
7. Купреянов А. А., Смирнов Г. А. Об одном свойстве многомассовой крутильной колебательной системы. «Известия вузов, Машиностроение», 1969, № 5.
8. Левит Г. А. Расчет потерь на трение в приводах станков. «Станки и инструмент», 1959, № 9.
9. Лещинский И. П. Автоматический контроль загрузки станков и производственных участков. «Вестник машиностроения», 1952, № 6.
10. Лукомский Я. И. Теория корреляции и ее применение к анализу производства. Госстатиздат, 1958.
11. Михайлов О. П. Прибор для определения графика нагрузки привода станков. «Станки и инструмент», 1959, № 11.
12. Пешек И. *Исследование использования производительности* тяжелых обрабатывающих станков. «Чехословацкая тяжелая промышленность», 1957, № 1.
13. Погромский И. И. Автоматизированный контроль использования оборудования. М.—Свердловск, Машгиз, 1962.
14. Пратусевич Р. М. Эксплуатационные режимы нагружения универсальных станков. «Станки инструмент», 1960, № 6.
15. Пратусевич Р. М. Эксплуатационные нагрузки станков. «Станки и инструмент», 1963, № 8.

16. Пышкало В. Д., Акимов П. В. Определение электромагнитной и электромеханической постоянных времени в системах с двигателями постоянного тока. «Электротехника», 1963, № 12.
17. Расчетные нагрузки станков. Руководящие материалы. ОНТИ ЭНИМС, 1964.
18. Решетов Д. Н. и др. Табличные расчеты деталей станков. Ч. I. Машгиз, ЦБТИ, 1952.
19. Решетов Д. Н. Расчет деталей станков на прочность при меняющихся режимах нагрузки. Сб. «Прочность при неустановившихся режимах переменных напряжений». Изд-во АН СССР, 1954.
20. Решетов Д. Н. Шувалов С. А. Методика испытаний на усталость при переменных режимах нагрузки и характер поверхностей усталости. «Вестник машиностроения», 1958, № 9.
21. Решетов Д. Н. Чатынян Р. М. Исследование изгибной прочности зубьев зубчатого колеса при переменных нагрузках. «Вестник машиностроения», 1964, № 5.
22. Ривин Е. И. Динамика привода станков. М., «Машиностроение», 1966.
23. Ривин Е. И. Сравнительный динамический анализ привода фрезерных станков. «Станки и инструмент», 1970, № 9.
24. Рэлей (Дж. В. Стрэтт). Теория звука. Т. I. ГИТТЛ, М—Л., 1940.
25. Сафронович А. А. Выбор расчетных условий для средних карусельных станков. «Станки и инструмент», 1956, № 4.
26. Соловьев Л. Н. Анализ использования лоботокарных станков. «Станки и инструмент», 1967, № 3.
27. Тетельбаум И. М. Электрическое моделирование. М., Физматгиз, 1959.
28. Хает Г. Л. и Соловьев Л. Н. Анализ использования тяжелых токарных станков. «Станки и инструмент», 1964, № 3.
29. Хает Г. Л. и Стрельцова Р. Д. Централизованный контроль использования крупных металлорежущих станков. ВИНИТИ. Тема 49, № 20—59—48/7, 1959.
30. Харизоменов И. В. Методы исследования работы привода металлорежущих станков. ИТЭИН АН СССР. Тема 19, № К-55—181, 1955.
31. Nestorides E. J. Handbook of Torsional Vibrations. Cambridge University Press, 1958.
32. Opitz H., Rohs H., Stute G. Statistische Untersuchungen über die Ausnutzung von Werkzeugmaschinen in der Einzel- und Massenfertigung. Forschungsberichte des Landes Nordrhein — Westfalen, № 831, Köln und Opladen, 1960.
33. Schaefer H., Energieaufwand bei Werkzeugmaschinen, Karlsruhe, 1957.
34. Shock and Vibration Handbook, vol. 2, ch. 28. McGraw — Hill, 1961.
35. Stute G. Statistische Untersuchungen über die Ausnutzung von Werkzeugmaschinen in der Fertigung. Industrie — Anzeiger, № 47/48, 1956.

РАЗДЕЛ VI

ШПИНДЕЛИ И ИХ ОПОРЫ

Глава I. ШПИНДЕЛИ

ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ. МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА

Шпиндели служат для закрепления и вращения заготовки или режущего инструмента и обеспечивают заданное положение их по отношению к другим узлам станка. Для обеспечения необходимой точности станка в пределах требуемого срока службы шпиндели должны обладать: а) жесткостью, достаточной для предотвращения недопустимых деформаций от сил резания и привода; б) стабильностью положения оси при вращении и поступательном движении; в) износостойкостью шеек, посадочных и базирующих поверхностей под патроны, планшайбы и инструмент.

По условиям работы шпиндели могут быть разделены на следующие группы: 1) шпиндели, подверженные изгибающим и крутящим воздействиям (токарных, фрезерных, шлифовальных и других станков); 2) шпиндели, подверженные преимущественно крутящим воздействиям и потому мало влияющие на точность и шероховатость обрабатываемых поверхностей (сверлильных, резьбонарезных, притирочных станков).

Решающими факторами, определяющими выбор материала шпинделя, являются твердость и износостойкость рабочих шеек и базирующих поверхностей фланцев и стабильность размеров и формы шпинделя в процессе его изготовления и работы.

Для шпинделей станков нормальной и повышенной точности (Н и П), устанавливаемых в подшипниках качения, в качестве основного метода упрочнения рекомендуется поверхностная закалка с индукционным нагревом до твердости *HRC* 48—56. Эта твердость обеспечивается при изготовлении шпинделей из сталей марок 40Х, 45, 50.

Объемная закалка, обеспечивающая твердость в пределах *HRC* 56—60, рекомендуется преимущественно для шпинделей сложной формы, например, при наличии конусных отверстий небольшого размера, фланцев, пазов для крепления сухарей и т. д., когда выполнение закалки индукционным нагревом представляет технологические трудности. Обычно объемной закалке подвергают

только переднюю часть шпинделя. В этом случае шпиндели рекомендуют выполнять из сталей марок 40ХГР или 50Х.

Если для рабочих поверхностей шпинделей требуется твердость в пределах *HRC* 54—59, а объемная закалка затруднена, шпиндели изготовляют из сталей 40ХФА и 18ХГТ с последующим азотированием или из сталей 18ХГТ и 20Х с последующей цементацией. Для азотирования возможно также применение стали марки 40Х, но износостойкость в этом случае будет несколько меньше.

Шпиндели станков высокой и особо высокой точности (В, А), устанавливаемые в подшипниках качения, в связи с высокими требованиями к точности изготовления, постоянству размеров, формы и износостойкости рекомендуется упрочнять методом азотирования и поэтому выполнять из сталей марок 40ХФА и 18ХГТ. При изготовлении шпинделей несложной конфигурации допускается применение цементации с последующей закалкой и отпуском. В этом случае шпиндели изготовляют из сталей марок 18ХГТ, 12ХН3А, 20Х.

Шпиндели, устанавливаемые в подшипниках жидкостного трения, должны иметь высокую твердость и чистоту рабочих шеек не ниже ▽11—▽12. Основной метод упрочнения шпинделей этой группы — азотирование до твердости *HRC* 63—68. Рекомендуемые в качестве материала стали — нитраллои типа 38ХВФЮА обеспечивают высокую стойкость азотированной поверхности против задиров. Азотируемые шпиндели большого диаметра целесообразно выполнять из стали марки 38ХЮ.

Применение сталей с повышенным или высоким содержанием углерода, типа 50, У8А, ШХ15, допускается для шпинделей станков нормальной и повышенной точности, главным образом тяжелых. Рабочие шейки и посадочные поверхности в этом случае упрочняют поверхностной закалкой с помощью индукционного нагрева до твердости *HRC* 54—62. Шпиндели относительно небольшого диаметра (до 70—80 *мм*) изготовляют из цементуемых сталей марок 18ХГТ и 12ХН3А; рабочие поверхности цементуют и закаливают до твердости *HRC* 56—60.

В отдельных случаях полые шпиндели большого диаметра целесообразно изготовлять из серого чугуна СЧ 15-32 или СЧ 21-40 или высокопрочного чугуна с шаровидным графитом.

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

Конструктивная форма шпинделя определяется типом и назначением станка, требованиями к его точности, условиями работы шпинделя, способами закрепления в нем инструмента или заготовки, размещением элементов привода и типом применяемых опор (см. гл. II и III).

Размеры шпинделей станков нормальной точности, устанавливаемых в опорах качения, ориентировочно выбирают такими,

чтобы расстояние между опорами равнялось четырем-пяти диаметрам шпинделя в передней опоре, длина консольной части должна быть минимальной. Исходя из требований правильной работы роликовых шпиндельных подшипников, жесткость шпинделей легких и средних станков, условно рассматриваемых в виде балки на двух шарнирных опорах с силой посредине, должна быть не менее 25 *кГ/мк*.

Шпиндели прецизионных станков, несмотря на меньшие рабочие нагрузки, должны обладать жесткостью, по крайней мере вдвое большей аналогичных станков нормальной точности ($j \geqslant 50$ *кГ/мк* при указанной выше схеме нагружения), исходя из условий обеспечения работоспособности прецизионных роликовых подшипников. В ряде случаев, учитывая точностные требования к станкам, жесткость шпинделей увеличивают значительно выше указанной.

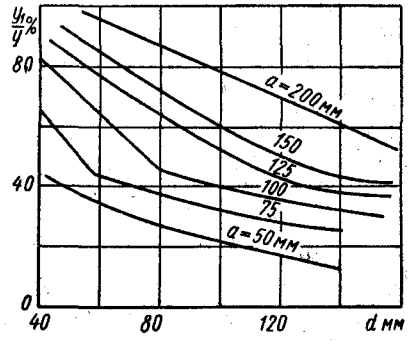


Рис. 1. Отношение собственного прогиба y_1 шпинделя к суммарному отжатию у шпиндельного узла в зависимости от диаметра d и консоли a шпинделя

Одним из условных критериев выбора параметров шпинделей особо точных станков является собственная частота колебаний, существенно влияющих на волнистость изготовляемых деталей. Собственная частота шпинделя должна быть не ниже 500—600 *гц*. Выбор основных параметров шпинделей, устанавливаемых в подшипниках скольжения, в основном ведется, исходя из условий обеспечения необходимой точности обработки и, реже, из условий работоспособности подшипников. Последнее относится в основном к шпинделям тяжелых станков.

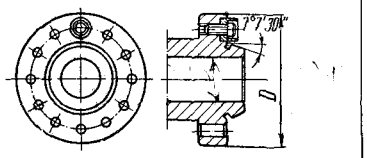
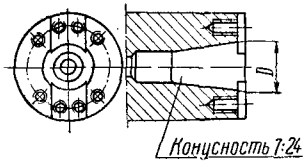
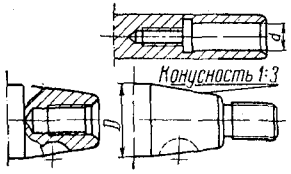
Повышение радиальной жесткости шпиндельного узла может быть достигнуто установкой в опорах шпинделя более жестких подшипников или увеличением диаметра шпинделя.

Эффективность применения более жестких подшипников определяется тем, какую долю в общей податливости шпиндельного узла составляет собственная податливость шпинделя. У шпинделей сравнительно небольшого диаметра (до 50—60 *мм*) доля собственной деформации шпинделя y_1 в общей податливости y, измеренной на консоли шпинделя, составляет 70—80%. Поэтому при малом диаметре шпинделя повышение жесткости подшипников и, в частности, замена шарикоподшипников роликоподшипниками большого эффекта не дает (рис. 1).

В последние годы в мировой практике станкостроения наметилась тенденция к созданию жестких конструкций с короткими

Таблица 1

Основные типы концов шпинделей станков

Конструктивное исполнение	ГОСТ и применение
 D: 100 | 112 | 135 | 170 | 220 | 290 | 380 | 520 | 725	12595—67 Токарные, токарно-револьверные, токарные многорезцовые, шлифовальные и др. станки
 D: 31,75 | 44,45 | 69,85 | 107,95	836—62 Фрезерные станки
 D: 25 | 35 | 45 | 60 | 80 | 110 | 150 | 200 | 250 | 300	2701—44 Сверлильные и расточные станки
 D: 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 13 | 16 | 20	2324—67 Шлифовальные станки

шпинделями относительно большого диаметра. Так, в отечественных универсальных токарных станках с диаметром обрабатываемой детали $D = 400$ *мм* жесткость шпинделя, измеренная на его фланце, повысилась с 15—20 до 45 *кГ/мк*; в токарных станках

фирмы М. Мюллер с таким же диаметром обрабатываемой детали жесткость на фланце шпинделя достигает 250 *кГ/мк*; фирма Вотан увеличила в своих внутришлифовальных станках диаметр шпинделя изделия с 90 до 110 *мм*.

Приводные шестерни и шкивы должны иметь плотные посадки (предпочтительно на конических поверхностях) и располагаться непосредственно у опор. Конструктивно шпиндель должен быть по возможности простым с наименьшим числом переходов, шпонок и резьб в межопорной части. Крепление подшипников в этом случае следует осуществлять с помощью двухступенчатых колец с гидросъемом (см. ниже).

Радиальная жесткость шпинделей по всем направлениям должна быть одинаковой, особенно в точных и особо точных станках.

Приводные шестерни должны выполняться точными, чтобы не создавать ударов и изгибных деформаций шпинделей, нарушающих точность размеров и формы обрабатываемых деталей. В станках классов П и В, имеющих многоступенчатые коробки скоростей, передачу вращения на верхних ступенях чисел оборотов целесообразно осуществлять с помощью муфт (зубчатых, кулачковых, упругих и т. д.), расположенных соосно со шпинделем и передающих только крутящий момент. Вращение шпинделей особо точных станков наиболее целесообразно осуществлять с помощью зубчатых или плоских бесконечных ремней (прорезиненных, капроновых или хлопчатобумажных). Приводной шкив в этом случае необходимо располагать непосредственно на шпинделе на его заднем конце.

Для возможности закрепления инструмента или приспособления на переднем конце шпинделя выполняют специальные фланцы и наружные или внутренние конусы. Размеры этих элементов стандартизованы (табл. 1). Применение специальных конструкций и размеров рабочих концов шпинделей допускается в исключительных случаях для особо тяжелых или специальных станков.

РАСЧЕТ ШПИНДЕЛЕЙ

Размеры шпинделей определяют из условий требуемой точности обработки, изменения относительного положения элементов привода (шестерен) и динамической устойчивости, в связи с чем основным техническим расчетом для шпинделей является расчет на жесткость. Обычно этот расчет выполняют для шпиндельного узла в целом. Определяют упругие перемещения в месте резания, вызываемые собственными упругими деформациями шпинделя и деформациями его опор. Для тяжело нагруженных шпинделей иногда производят дополнительный расчет на прочность. Высокооборотные шпиндели и шпиндели, несущие значительные массы, например роторы электродвигателей, следует проверить на отсутствие резонанса. Кроме того, с целью проверки возможностей

превышения заданной предельной величины радиального биения оси шпинделя при выбранных линейных (осевых) размерах шпинделя и классах точности подшипников, производят расчет радиального биения оси шпинделя.

Шпиндель отделочного или прецизионного станка в большинстве случаев не нагружен в пролете между опорами и может рассматриваться как двухопорная балка, нагруженная консольно (рис. 2, *а*, *б*). Радиальное упругое перемещение шпинделя y_1 *мм* в месте резания (или в точке измерения жесткости по ГОСТу)

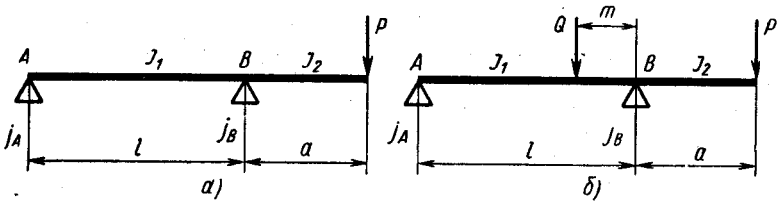


Рис. 2. Схема сил, действующих на шпиндель

с учетом собственной деформации шпинделя и других деформаций его опор определяется формулой

$$y = P\left[\frac{la^2}{3EJ_1} + \frac{a^3}{3EJ_2} + \frac{1}{j_B}\,\frac{(l+a)^2 + \frac{j_B}{j_A}}{l^2}\right] \text{ см}; \qquad (1)$$

угол поворота в передней опоре

$$\theta_B = \frac{Pal}{3EJ_1} \text{ рад}, \qquad (2)$$

здесь P — нагрузка в *кГ*; a — длина консоли в *см*; l — расстояние между опорами шпинделя в *см*; J_1 — осредненный момент инерции сечения шпинделя в пролете между опорами в $см^4$; J_2 — осредненный момент инерции сечения консоли шпинделя в $см^4$; E — модуль упругости материала шпинделя в $кГ/см^2$; j_B и j_A — жесткость подшипников соответственно передней и задней опоры шпинделя в *кГ/см*. Введя безразмерное отношение $K = \frac{l}{a}$ и обозначив $j_0 = \frac{3EJ_1}{a^3}$; $j_{ок} = \frac{3EJ_2}{a^3}$ (условная жесткость шпинделя, в пролете между опорами и на консоли шпинделя), формулу (1) преобразуем

$$y = P\left[\frac{K}{j_0} + \frac{1}{j_{ок}} + \frac{1}{j_B}\,\frac{(K+1)^2 + \frac{j_B}{j_A}}{K^2}\right] \text{ см}. \qquad (3)$$

Шпиндели станков нормальной точности имеют приводные зубчатые колеса, расположенные между опорами (рис. 2, *б*). Поэтому

эти шпиндели рассматриваются как двухопорные балки, нагруженные между опорами и консольно. Радиальное упругое перемещение шпинделя в месте резания с учетом его собственных упругих деформаций и упругих деформаций опор [1]

$$y = P\left[\frac{la^2}{3EJ_1} + \frac{a^3}{3EJ_2} + \frac{1}{j_B}\,\frac{(l+a)^2 + \frac{j_B}{j_A}a^2}{l^2}\right] + Q\left[\frac{1}{j_B}\,\frac{(l+a)(l-b) - \frac{j_B}{j_A}}{l^2} - \frac{a}{6EJ_1 l}(b^3 + 2l^2b - 3lb^2)\right]. \qquad (4)$$

Угол поворота в передней опоре

$$Q_B = \frac{1}{3EJ_1}\left[Pal - \frac{Q}{2l}(b^3 - 2l^2b - 3lb^2)\right] \text{ рад}; \qquad (5)$$

здесь Q — радиальная сила, действующая на шпиндель в плоскости установки зубчатого колеса, в *кГ*; b — расстояние от шестерни до передней опоры шпинделя в *см*.

Введя безразмерное отношение $m = \frac{l}{b}$, преобразуем формулу (4):

$$y = P\left[\frac{K}{j_o} + \frac{1}{j_{ок}} + \frac{1}{j_B}\,\frac{(K+1)^2 + \frac{j_B}{j_A}}{K^2}\right] + Q\left[\frac{1}{j_B}\,\frac{(K+1)(m-1) - \frac{j_B}{j_A}}{Km} - \frac{1}{2j_o}\,\frac{K^2 + 2K^2m^2 - 3K^2m}{m^3}\right] \text{ см}. \qquad (6)$$

Уточненный расчет деформаций шпинделей с учетом переменности сечений по длине выполняют на ЭВМ.

Осевая жесткость шпиндельного узла так же, как и радиальная, существенно влияет на точность обработки и динамическую устойчивость станка. Жесткость шпинделя практически не влияет на осевую жесткость узла, которая полностью определяется осевой жесткостью подшипников шпинделя (см. ниже) и жесткостью стенок корпуса шпиндельной бабки (см. раздел IV, гл. II).

Величина радиального биения Δ шпинделя в заданном сечении (в месте резания или измерения согласно ГОСТу) [2]

$$\Delta = \Delta_B + \frac{1}{K}(\Delta_B + \Delta_A) \text{ мк}, \qquad (7)$$

[1] Силы P и Q приводятся к плоскости (вертикальной или горизонтальной), проходящей через ось шпинделя. Значение y вычисляется отдельно для каждой плоскости.

[2] В формуле (7) не учтена возможность частичной компенсации эксцентриситета дорожек качения колец подшипников и шеек шпинделя при сборке шпиндельного узла.

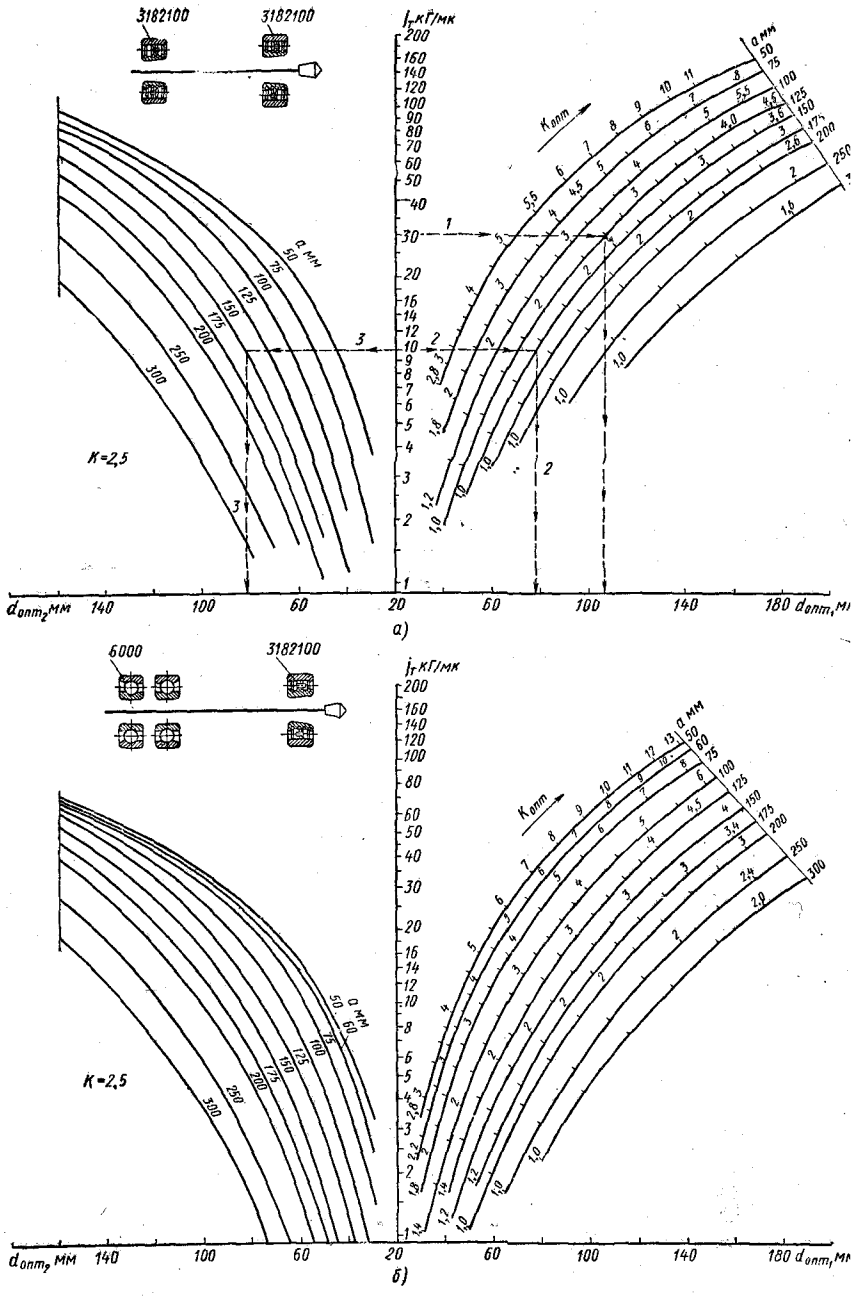


Рис. 3. Оптимальные диаметр d шпинделя и коэффициент K расстояния между опорами для шпиндельных узлов в зависимости от жесткости шпинделя
а — с двухрядными роликоподшипниками в передней и задней опорах; *б* — с двухрядными роликоподшипниками в передней и шариковыми радиально-упорными в задне опорах

где Δ_B и Δ_A — радиальные биения соответственно переднего и заднего подшипников в *мк*.

Расстояние между опорами шпинделя существенно влияет на его радиальную жесткость и биение. Оптимизация указанного параметра, обычно выражаемого безразмерным отношением $K = \frac{l}{a}$, позволяет существенно повысить качество шпиндельных узлов [9, 24, 37]. Для шпиндельных узлов точных станков методика определения оптимального значения параметра K с учетом требований к жесткости и точности шпиндельных узлов изложена в работе [24]. На основе этой работы разработан графический метод расчета оптимальных параметров шпиндельных узлов (рис. 3) для наиболее употребительных схем шпиндельных узлов и наиболее употребительных шпиндельных подшипников: двухрядных роликоподшипников серии 3182100 (ГОСТ 7634—56) и радиально упорных шариковых серии 46000 (ГОСТ 831—62).

Рекомендуется следующая последовательность расчета при пользовании указанными графиками:

1. Из конструктивных соображений устанавливается длина a консоли шпинделя и выбирается тип подшипников для опор шпинделя.

2. По заданной жесткости j_T шпиндельного узла по графикам на рис. 3, *а* или *б* определяются $K_{опт}$ и $d_{опт}$. При этом, если найденное по графикам значение $K_{опт} < 2{,}5$, то следует принимать $K_{опт} = 2{,}5$, а соответствующее значение $d_{опт}$ находить по левой части графиков.

3. Найденные по графикам оптимальные значения $d_{опт}$ диаметра шпинделя и расстояния l между его опорами округляются до стандартных значений или из конструктивных соображений только в сторону увеличения.

4. Если в процессе конструктивной проработки шпиндельного узла возникают отклонения от первоначально найденного значения $K_{опт}$ свыше 25%, то рекомендуется вычислить значение j по уравнению (1) и сравнить его с заданной жесткостью. Допускать уменьшение диаметра по сравнению с $d_{опт}$ не следует.

5. Требуемую точность Δ_B и Δ_A подшипников вычисляют по уравнению (7) с учетом окончательно установленного расстояния между опорами.

Глава II. ШПИНДЕЛЬНЫЕ ОПОРЫ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ

Общие сведения. Смазочные и антифрикционные материалы. Гидродинамический подшипник — это подшипник, в котором несущий масляный слой образуется при вращении вала в результате прилипания масла к поверхностям цапфы и вкладыша и

затягивания его, вследствие взаимодействия между частицами масла, в клиновой зазор между рабочими поверхностями цапфы и вкладыша (рис. 4, *а*).

Несущий масляный слой возникает у места начала сужения зазора или от карманов — холодильников и заканчивается за точкой минимального зазора в его вновь расширяющейся части. Точка наибольшего давления располагается на некотором расстоянии перед точкой минимального зазора. Вдоль вала давление распределяется по закону, близкому к параболическому. Вследствие того, что в описанном выше подшипнике имеется один сужающийся зазор, образующий один масляный слой, этот подшипник называется *одноклиновым*.

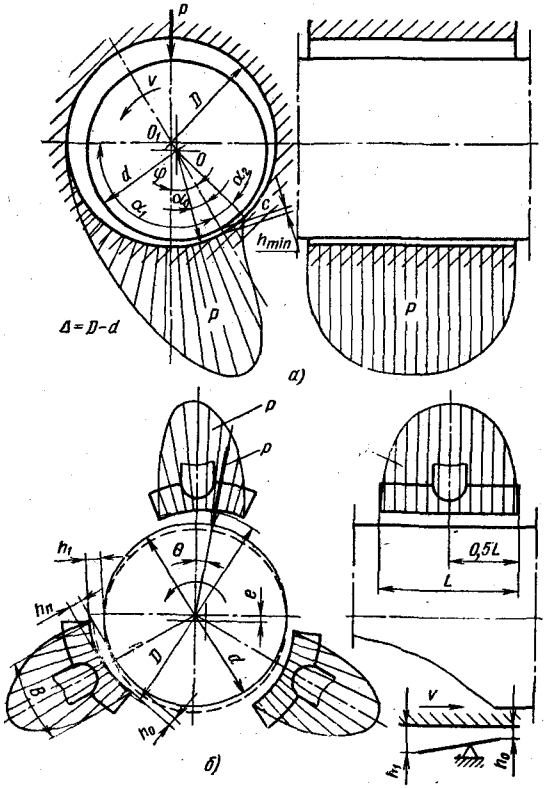


Рис. 4. Схемы гидродинамических подшипников:

а — одноклинового; *б* — многоклинового

Одноклиновые подшипники прецизионных и быстроходных валов имеют ряд недостатков, из которого наиболее существенным является то, что они не обеспечивают стабильное положение вала при больших скоростях скольжения и малых нагрузках и высокой жесткости несущего масляного слоя на первых микронах смещений вала под действием малых внешних сил. Но конструктивно они наиболее просты.

Для шпинделей металлорежущих станков требуются подшипники, обеспечивающие высокую точность и стабильность положения оси вращающегося шпинделя. Этим условиям удовлетворяют подшипники, имеющие несколько несущих масляных слоев, охватывающих вал, равномерно со всех сторон и надежно удерживающих его во взвешенном состоянии (рис. 4, *б*). Такие подшипники называют *многоклиновыми*. Клиновой зазор в этом случае создается фасонным растачиванием рабочих поверхностей вкладышей,

упругим деформированием втулок или самоустановкой вкладыша при вращении шпинделя.

В многоклиновом подшипнике масляные слои взаимно нагружают друг друга, это взаимное нагружение обычно во много раз превосходит внешнюю нагрузку и позволяет иметь высокую жесткость несущих масляных слоев, стабильность положения оси шпинделя при работе вхолостую и под нагрузкой.

Таблица 2

Основные марки масел для подшипников жидкостного трения

Марка масла	Кинематическая вязкость при 50° С в *сст*	Марка масла	Кинематическая вязкость при 50° С в *сст*
Легкие масла (ГОСТ 1840–51)		*Турбинные* (ГОСТ 32–53)	
Для высокоскоростных механизмов Л (велосит)	4,0—5,1	Турбинное 22	20—23
		Турбинное 30	28—32
Для высокоскоростных механизмов Т (вазелиновое)	5,1—8,5	Турбинное 46	44—48
		Тяжелые индустриальные	Вязкость при 100°С
Средние индустриальные (ГОСТ 1707—51)		Цилиндровое 4 (ГОСТ 1841—51)	9—13
Индустриальное 12	10—14	Автотракторное АК-10 (ГОСТ 1862—63)	10
Индустриальное 20	17—23		
Индустриальное 30	27—33		
Индустриальное 45	38—52	Автотракторное АК-15 (ГОСТ 1862—63)	15
Индустриальное 50	42—58		

Одной из основных причин, снижающих работоспособность и надежность шпиндельных подшипников, является непараллельность образующих рабочих поверхностей цапфы и вкладышей, вызванная либо несоосностью расточек корпусных деталей или вкладышей, либо изгибом шпинделя под действием внешней нагрузки. Непараллельность образующих рабочих поверхностей цапфы и вкладышей вызывает неравномерное распределение давлений по длине цапфы. На отдельных участках, обычно у кромок вкладышей, давления резко возрастают (кромочные давления), а толщины масляного несущего слоя уменьшаются. Несущий масляный слой в этих местах практически отсутствует и трущиеся поверхности разделяются лишь тонкой граничной поверхностной пленкой масла. Во время работы подшипника эта пленка быстро перегревается и теряет свои смазочные свойства, что приводит к непосредственному контакту трущихся поверхностей и вызывает их повышенный износ и схватывание. Поэтому предотвращение возможности образования кромочных давлений в шпиндельных подшипниках скольжения является одной из основных задач как конструкторов, так

и технологов. Конструктивно и технологически предотвращение кромочных давлений наиболее надежно обеспечивается самоустановкой вкладышей в плоскости оси шпинделя.

Шпиндельные подшипники смазывают минеральными маслами (табл. 2).

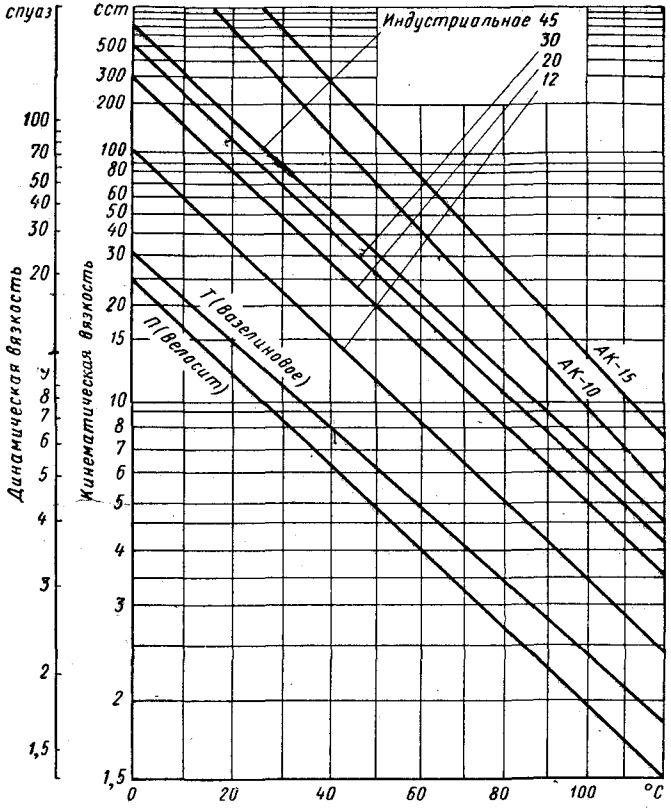


Рис. 5. Номограмма для определения вязкости масел в зависимости от температуры

Основными свойствами масел, обеспечивающими возможность образования несущих масляных слоев, является вязкость и маслянистость. Вязкость масел существенно зависит от их температуры; резко падает в диапазоне температур 20—50° С и более полого выше 50° С.

Температурно-вязкостные характеристики масел, определенные опытным путем для основных марок масел, приводятся в номограмме на рис. 5.

Маслянистость характеризует способность масел смачивать трущиеся поверхности и образовывать на них прочные адсорбированные пленки, выдерживающие огромные давления. Значение этих пленок особенно велико при смешанном трении. Обычно при повышении температуры прочность адсорбированных пленок падает. Носителями маслянистости являются свободные жирные кислоты типа олеиновой, стеариновой и их глицериды и масла. Разбавлять масла керосином для уменьшения вязкости не рекомендуется, так как в получающихся суспензиях керосин нарушает прочность поверхностных пленок, что резко ухудшает смазочные свойства масел и ускоряет износ подшипников.

Подшипниковые антифрикционные материалы в паре с материалом шейки вала должны обеспечивать: низкий коэффициент трения; высокую сопротивляемость изнашиванию и заеданию; достаточную усталостную прочность.

Эти требования обеспечиваются следующими основными свойствами антифрикционных материалов: хорошей теплопроводностью, прирабатываемостью, хорошей смачиваемостью маслом и способностью образовывать на трущихся поверхностях прочные и быстро восстанавливаемые масляные пленки, коррозионной стойкостью. Практика эксплуатации подшипников показывает, что наилучшими антифрикционными материалами являются оловянистые и свинцовистые бронзы и баббиты. Надежность и долговечность металлорежущих станков, как правило, в значительной степени определяется долговечностью шпиндельных узлов, поэтому подшипники шпинделей должны быть изготовлены из высококачественных подшипниковых материалов. Для шпиндельных подшипников рекомендуются бронзы следующих марок: Бр. С-30; Бр. ОФ10-0,5; Бр. ОС8-14; Бр. ОС10-10; Бр. СуН7-2; Бр. ОЦС-5-5-2 и баббиты — Б-83; БН; Б16; СОС6-6.

В случае выполнения подшипников биметаллическими следует иметь в виду, что бронза Бр. ОФ10-0,5 при медленном остывании отжигается и при этом теряет свои антифрикционные свойства, поэтому биметаллизацию втулок и отливку втулок из этой бронзы следует вести режимами, не допускающими отжиг бронзы. Бронза Бр. ОФ10-5 не рекомендуется для биметаллических подшипников.

КОНСТРУКЦИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ШПИНДЕЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Одноклиновые подшипники. К подшипникам данного класса относятся подшипники, выполненные в виде недеформируемых цилиндрических втулок — цельных или разъемных, конических регулируемых со сплошным продольным прорезом, самоустанавливающихся со сферической наружной поверхностью и др.

Одноклиновые подшипники обладают, при прочих равных условиях, высокой грузоподъемностью, наиболее просты по конструкции и в изготовлении. Однако они склонны к значительному изменению величины диаметрального зазора в процессе разогрева,

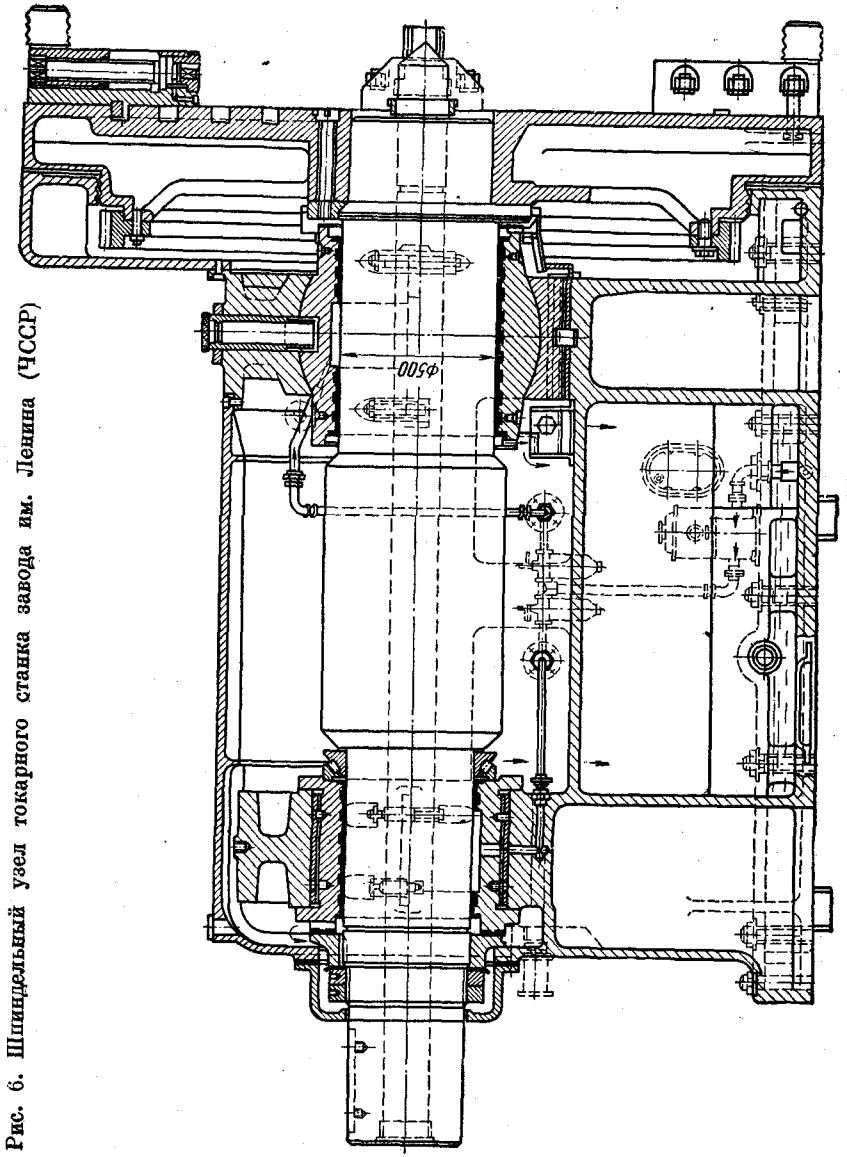


Рис. 6. Шпиндельный узел токарного станка завода им. Ленина (ЧССР)

что не позволяет обеспечить необходимую жесткость масляного слоя; не обеспечивают устойчивое положение вала при вращении его с большим числом оборотов вхолостую и при чистовых операциях (при малых нагрузках). Поэтому в виде обычных втулок эти подшипники применяют редко; обычно с целью снижения указанных недостатков их подвергают значительным конструктивным изменениям. В настоящее время одноклиновые подшипники в основном применяются в шпиндельных узлах тяжелых станков.

На рис. 6 показан шпиндельный узел тяжелого токарного станка с подшипником — втулкой. Наружная поверхность передней подшипниковой втулки имеет сферическую форму. Наличие сферы обеспечивает самоустановку втулки и резкое снижение

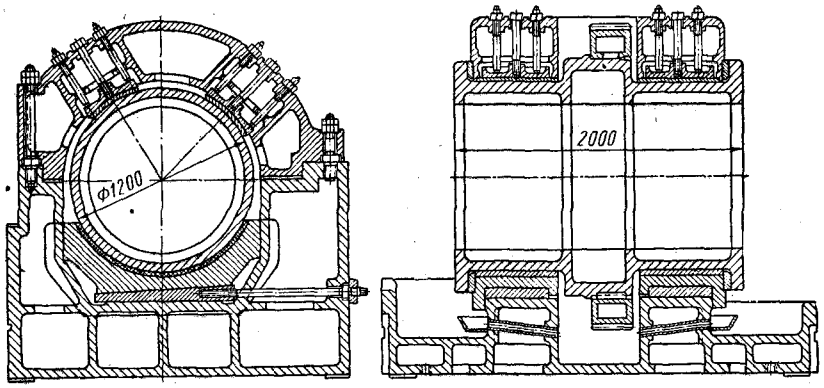


Рис. 7. Шпиндельный подшипник специального тяжелого токарного станка

кромочных давлений, вызываемых несоосностью расточек в шпиндельной бабке и упругими деформациями шпинделя. Это позволяет работать с большими удельными нагрузками и высокими числами оборотов.

В шпиндельном подшипнике специального тяжелого токарного станка втулка (рис. 7) выполнена из шести самостоятельных частей, рабочие поверхности которых являются частью одной общей цилиндрической поверхности. Нижняя опорная часть втулки имеет возможность установки в радиальном направлении, что позволяет регулировать положение оси вращающегося шпинделя.

Одноклиновой подшипник в виде нерегулируемой разъемной втулки (рис. 8) применен в опоре шпинделя шлифовального круга в станке модели UFB-500 A фирмы Фортуна. Подшипник выполнен в виде коротких втулок, заключенных в общий корпус. Необходимая жесткость подшипника достигается изготовлением его с малым относительным зазором ($\psi = 0{,}000215$). Интенсивное прокачивание холодного масла через среднюю часть подшипника между

вкладышами обеспечивает интенсивный теплоотвод, низкий нагрев подшипника и постоянство диаметрального зазора.

Схемы подшипников, позволяющие регулировать величину диаметрального зазора, приведены на рис. 9. В первых двух конструкциях регулирование зазора обеспечивается затягиванием втулки, имеющей коническую наружную поверхность, в коническое отверстие корпуса, в третьей — деформированием втулки затяжкой фланцев (гаек), контактирующих своей конической поверхностью с наружной сферической поверхностью втулки. Наличие сферы, помимо регулирования зазора, обеспечивает также самоустановку втулки и резкое снижение кромочных давлений.

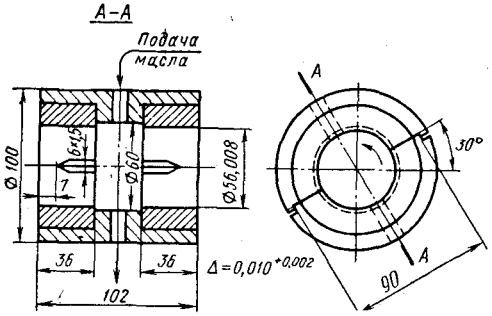


Рис. 8. Шпиндельный подшипник станка мод. UFB-500 А фирмы «Фортуна»

Регулирование диаметральных зазоров деформированием разрезных втулок неизбежно связано с нарушением правильности формы отверстия, даже если при этом втулка распирается распорным клином. Поэтому после очередного регулирования зазора приходится заново перешабривать рабочие поверхности втулок и

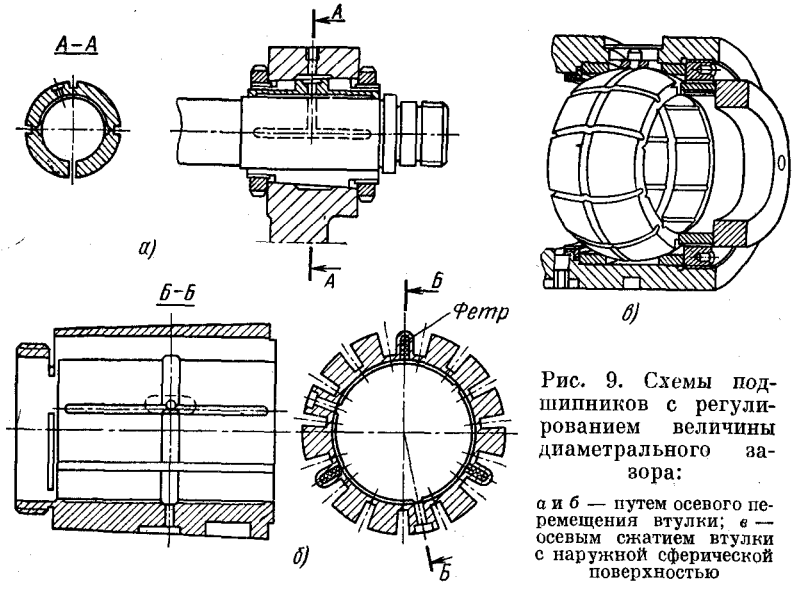


Рис. 9. Схемы подшипников с регулированием величины диаметрального зазора:

а и *б* — путем осевого перемещения втулки; *в* — осевым сжатием втулки с наружной сферической поверхностью

регулирование фактически теряет смысл. Кроме того, наличие продольных прорезей существенно ухудшает условия смазки и затрудняет применение принудительной смазки под давлением.

Для уменьшения указанных недостатков втулка, изображенная на рис. 9, *б*, имеет три продольных прореза, выполненных не на полную толщину вкладыша и обеспечивающих упругое деформирование втулки. Во избежание вытекания смазки в прорезы вставлены войлочные прокладки. Данная конструкция обеспечивает более равномерное деформирование втулки при ее осевом перемещении, плотное прилегание наружной поверхности втулки к конической поверхности отверстия за счет упругих перемычек, действие которых аналогично распорному клину в подшипнике фирмы «Лендис» и меньшее искажение цилиндрической формы внутренней поверхности втулки. Принудительная система смазки и наличие смазочных карманов обеспечивают благоприятные условия для образования надежного несущего масляного слоя (жидкостного трения).

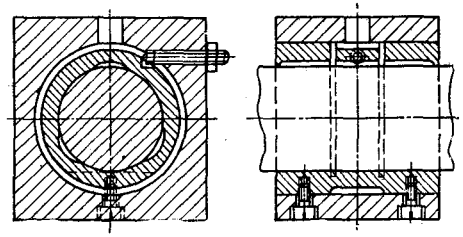


Рис. 10. Подшипник фирмы «MSO» для шпинделей шлифовального круга и изделия

Устойчивость положения вала при вращении осуществляется смещением центра вала относительно центра втулки на некоторую величину. Это достигается предварительным нагружением вала внешними или внутренними силами, создаваемыми в самом подшипнике. Одновременно это повышает жесткость несущего масляного слоя. Схема подшипника фирмы «MSO», обеспечивающего нагружение вала внутренними силами, создаваемыми в масляном слое подшипника, изображена на рис. 10. Подшипник выполнен в виде цилиндрической втулки, имеющей два поперечных прореза, делящих втулку по длине на три примерно равные части и позволяющих деформировать упругую среднюю часть втулки в поперечном направлении. Предварительное нагружение подшипника осуществляется внутренними гидродинамическими силами, возникающими в масляном слое в результате упругого деформирования средней части втулки. При этом в подшипнике создается второй несущий масляный слой, равнодействующая которого противоположна равнодействующей основного несущего слоя. Подшипники этого типа находят применение в опорах шпинделя изделия резьбошлифовальных станков и в токарных станках.

На рис. 11 приведена конструкция шпиндельного узла зубошлифовального станка мод. ZN фирмы «Рейсхауэр», в опорах которого применены втулки с коническими отверстиями. Отличительной

особенностью опор является то, что втулки установлены на шариках и имеют возможность самоустановки и осевого перемещения. Это позволяет уменьшить кромочные давления и работать с малыми диаметральными зазорами, которые устанавливаются автоматически при пуске станка вследствие отжима пружин, действующих в осевом направлении. Эти же пружины компенсируют температурное расширение вала. На внутренней поверхности втулки имеются винтовые смазочные канавки. Поперечное сечение канавок таково, что на их выходных кромках выполнены маслозаборные скосы. В результате во время работы на этих скосах образуются несущие масляные клинья и подшипник превращается в многоклиновой. При этом следует отметить, что вследствие наличия осевых поджимных пружин жесткость и несущая способность масляных клиньев несколько снижается. Достоинством подшипника является то, что шпиндель практически сохраняет неизменное положение при изменении чисел оборотов.

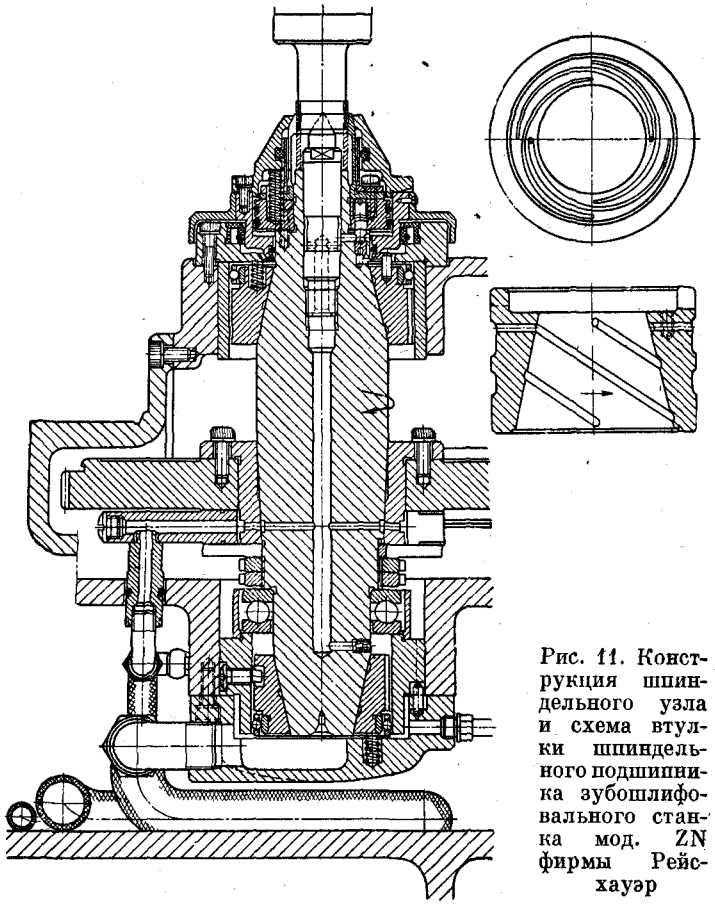


Рис. 11. Конструкция шпиндельного узла и схема втулки шпиндельного подшипника зубошлифовального станка мод. ZN фирмы Рейсхауэр

Многоклиновые подшипники (см. рис. 4, б) имеют несколько несущих масляных слоев, охватывающих вал равномерно со всех сторон. Эти масляные слои взаимно нагружают друг друга и обеспечивают высокую жесткость несущих масляных слоев даже на первых микронах смещений шпинделя под действием внешних сил и стабильность положения оси шпинделя при работе вхолостую и под нагрузкой.

Многоклиновые подшипники наиболее полно удовлетворяют требованиям, предъявляемым к шпиндельным подшипникам. По сравнению с обычными одноклиновыми подшипниками — втулками они имеют следующие преимущества: 1) обеспечивают устойчивое вращение шпинделя при малых внешних нагрузках и больших скоростях скольжения; 2) обеспечивают высокую жесткость несущего масляного слоя; 3) позволяют регулировать величину диаметрального зазора без искажения формы рабочих поверхностей; 4) имеют более низкую температуру вследствие лучших условий теплоотвода.

Многоклиновые подшипники выполняют либо в виде цельной втулки, либо в виде отдельных вкладышей — сегментов. Число несущих масляных клиньев колеблется в них от трех до восьми.

В многоклиновых подшипниках — втулках несущие клинья образуются либо в результате упругого деформирования корпуса втулки (рис. 12), либо выполнения на ее внутренних рабочих поверхностях специальных клинообразующих скосов (рис. 13). Недостатком этих подшипников является то, что они требуют высокой соосности втулок и очень чувствительны к кромочным давлениям.

Наиболее известными многоклиновыми подшипниками, выполняемыми в виде упруго-деформируемой втулки с конической наружной поверхностью, являются подшипники типа Макензен и Окума (Япония) (рис. 12, *а*, *б*).

Подшипники типа Макензен работают с малыми диаметральными зазорами ($\Delta = 0{,}003 \div 0{,}008$ *мм*) в нагретом состоянии и обеспечивают высокую точность и стабильность положения оси вращающегося шпинделя. В свое время они были весьма прогрессивными. Применение подшипников этого типа в настоящее время ограничивается рядом недостатков, наиболее существенными из которых являются: 1) сложность изготовления вследствие высоких требований к соосности втулок, при наличии конических поверхностей, требующих точного прилегания; 2) сравнительно невысокая несущая способность подшипников вследствие небольшой ширины и неопределенности формы рабочих поверхностей втулки, образующих масляные клинья (предельная нагрузка около 100 *кГ* при диаметре шпинделя порядка 80 *мм*); 3) склонность подшипников к перегреву и схватыванию.

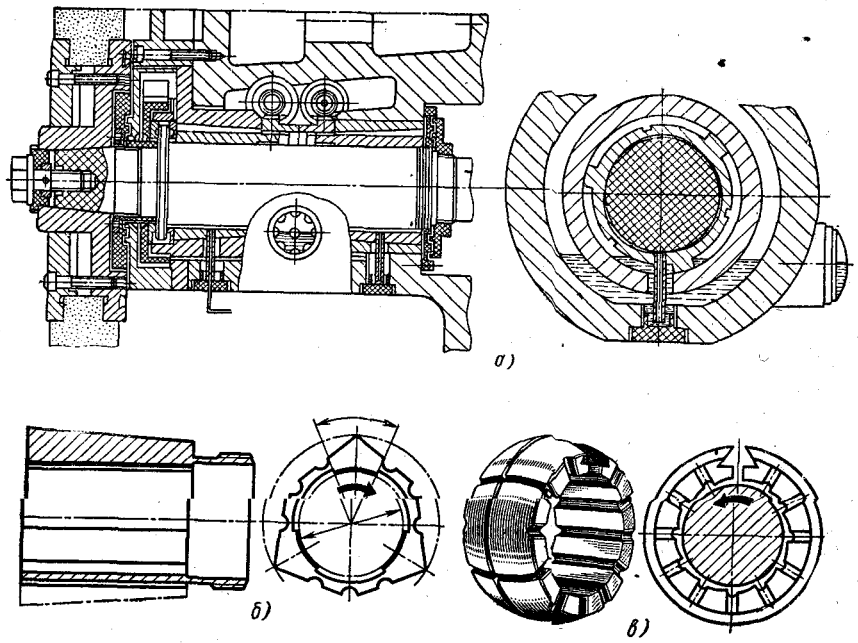


Рис. 12. Многоклиновые подшипники с упруго-деформируемыми втулками:
а — типа Макензен; *б* — типа Окума; *в* — типа Лендис

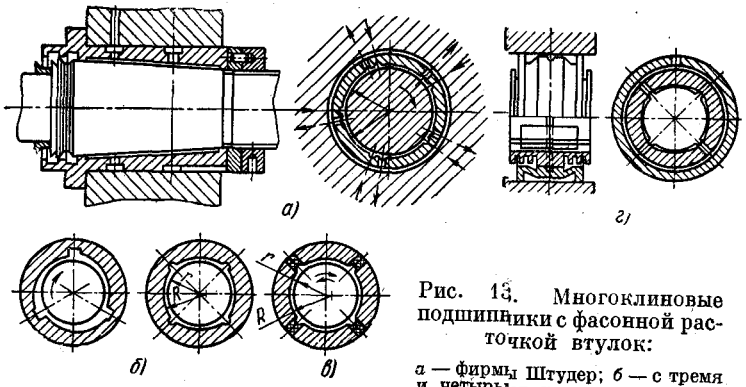


Рис. 13. Многоклиновые подшипники с фасонной расточкой втулок:
а — фирмы Штудер; *б* — с тремя и четырьмя несущими клиньями; *в* — четырехклиновой блочный; *г* — с автоматической компенсацией температурных изменений диаметрального зазора, фирмы Каро (Австрия)

Подшипник типа Окума (рис. 12, *б*) является дальнейшим развитием подшипников типа Макензен. В этом подшипнике несущие поверхности имеют строго определенные размеры. Опорные сегменты выполнены толстостенными, жесткими и связываются между собой тонкими стенками втулки, обеспечивающими возможность самоустановки опорных секторов в направлении вращения. Подшипник обладает высокой жесткостью и обеспечивает высокую стабильность положения оси шпинделя.

На рис. 12, *в* приводится схема и внешний вид втулки современного многоклинового подшипника фирмы Лендис, являющейся

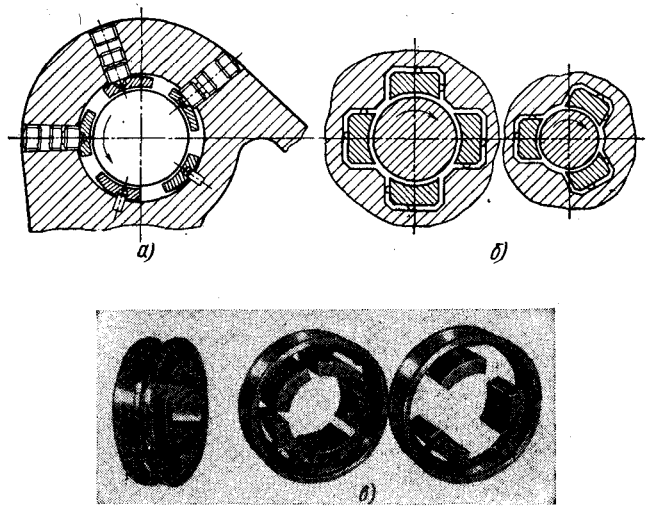


Рис. 14. Многоклиновые сегментные подшипники:
а — типа Фильматик; *б* — типа Блом; *в* — типа ЛОН-58 (ЭНИМС)

дальнейшим развитием широко известного одноклинового подшипника этой же фирмы, изображенного на рис. 9. Торец втулки одновременно используется в качестве упорного многоклинового подшипника.

Многоклиновые сегментные подшипники (рис. 14) отличаются тем, что несущие клинья в них образуются в результате некоторого поворота (самоустановки) сегментов на их опорных поверхностях или деформирования упругих элементов. Если сегменты подшипника имеют возможность самоустановки только в направлении вращения (рис. 14, *а*), подшипники требуют высокой соосности. Если сегменты подшипника имеют возможность самоустановки не только в направлении вращения, но и в плоскости оси шпинделя (рис. 14, *б* и *в*), то в них полностью удается избежать кромочных давлений, вызываемых несоосностью рабочих поверхностей

шейки и опорного сегмента (вкладыша) и упругими деформациями шпинделей, и обеспечить в подшипнике надежное жидкостное трение в большом диапазоне скоростей и нагрузок. Подшипники этого типа являются наиболее работоспособными и получают все большее применение.

Наиболее известной конструкцией такого подшипника является подшипник типа Фильматик (рис. 14, *а*). В данной конструкции несущие клинья образуются в результате некоторого поворота вкладышей на спинках, выполняемых радиусом примерно на 5—10% меньше радиуса расточки. Иногда для уменьшения кромочных давлений спинку вкладыша в направлении оси шпинделя делают слегка выпуклой.

Подшипники данного типа имеют три, четыре, пять и восемь вкладышей. Угол охвата шейки вала вкладышем в трех и пяти вкладышных подшипниках равен ≈60°, отношение длины вкладыша к его диаметру целесообразно принимать равным $L : D = 0{,}7 \div 0{,}9$.

Работоспособность подшипников типа Фильматик зависит от правильного выбора точки опоры вкладышей. Исходя из условий наибольшей несущей способности вкладыша и наименьших потерь на трение, точка опоры должна лежать в пределах 0,42—0,45 длины дуги вкладыша, считая от его выходной задней кромки (см. ниже).

Для удовлетворительной работы вкладыши должны быть полностью погружены в масляную ванну. Подача масла на них с помощью трубок недопустима, так как вследствие интенсивного подсоса воздуха в рабочую зону резко падает несущая способность вкладышей и ухудшаются условия охлаждения шейки вала и вкладышей.

Приведенные выше конструкции подшипников, имеющие возможность самоустановки сегментов только в направлении вращения шпинделя, обладают существенным недостатком: для надежной работы с малыми диаметральными зазорами образующие рабочих поверхностей вала и вкладышей во избежание кромочных давлений должны быть строго параллельны. Соблюдение параллельности рабочих поверхностей обеспечивается сложными и достаточно дорогими технологическими приемами. Поэтому в последнее время появились конструкции многоклиновых подшипников, в которых возможность возникновения кромочных давлений практически полностью исключается путем предоставления опорным сегментам возможности самоустановки в направлении вращения и вдоль оси шпинделя. Наиболее известными конструкциями этого типа, находящими широкое применение в шпиндельных узлах металлорежущих станков, являются многоклиновые подшипники конструкции ЭНИМСа и фирмы Блом (рис. 14, *б* и *в* и рис. 15).

На рис. 14, *б* приведена схема подшипника, применяемого в станках фирмы Блом. Это многовкладышный подшипник с самоустанавливающимися вкладышами. Вкладыши, опираясь на корпус в двух точках, лежащих в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, могут самоустанавливаться в направлении вращения вала и вдоль его оси. Подшипники выполняются с тремя и четырьмя вкладышами и применяются в прецизионных станках для изготовления изделий высокой точности.

На рис. 45 дана конструкция опоры с подшипником (ЭНИМСа) типа ЛОН-34, в котором самоустановка сегментов обеспечивается

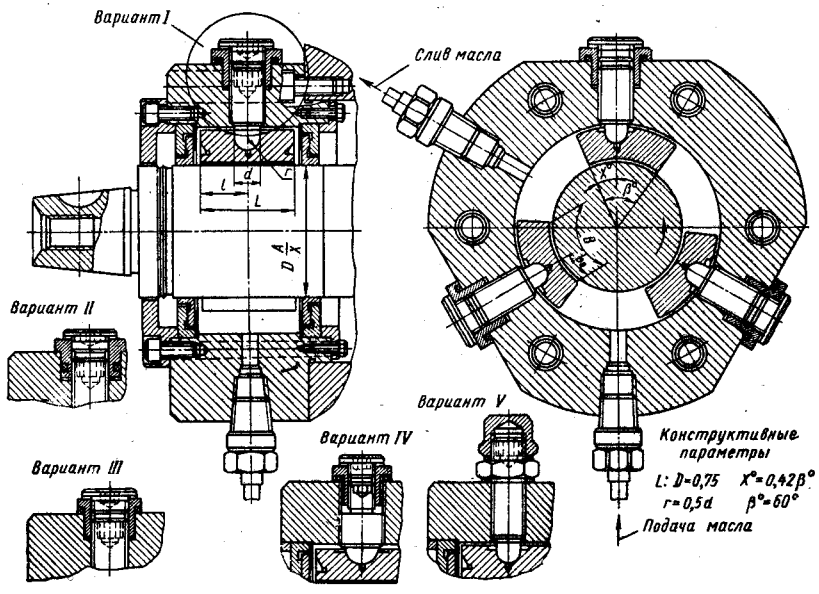


Рис. 15. Шпиндельная опора с многоклиновым подшипником типа ЛОН-34

введением «точечной» опоры. Сегменты подшипника, имеющие сферическую опорную лунку, выполненную в теле сегмента на строго определенном расстоянии от выходной (задней) кромки, опираются на специальные штыри со сферической опорной поверхностью. Штыри имеют резьбу и могут перемещаться в радиальном направлении с целью регулирования величины радиального зазора и выверки положения оси шпинделя относительно направляющих станины.

С целью повышения жесткости опоры зазоры и начальные упругие контактные деформации в резьбовом соединении опорных штырей с корпусом выбираются с помощью контргаек. Направление силы предварительного натяга резьбы совпадает с направлением действия гидродинамических сил, возникающих в подшипнике.

Штыри закалены, опорные сферические поверхности сегментов и штырей попарно взаимно притерты. Рабочие поверхности

сегментов растачивают с чистотой не ниже ▽ 9, шабрение рабочих поверхностей недопустимо.

Шейки шпинделя обрабатывают с чистотой ▽ 10— ▽ 12.

Подшипник типа ЛОН-34 обладает высокой жесткостью и может работать при весьма малых монтажных зазорах (до 1—2 *мк*).

На рис. 14, *в* приведена конструкция подшипника типа ЛОН-58. Подшипник типа ЛОН-58 представляет собой гидродинамический многоклиновой подшипник, опорные сегменты которого, образующие несущие масляные клинья, с помощью упругих ножек соединяются с основанием, составляющим единое целое с опорными

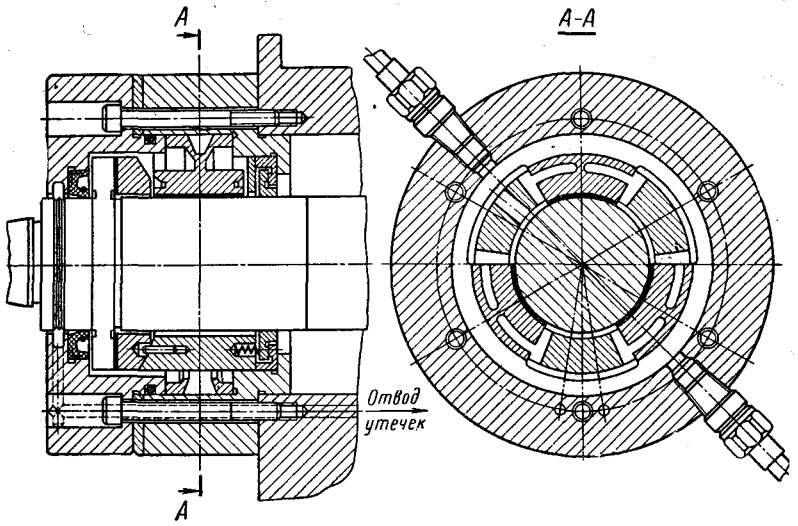


Рис. 16. Установка многоклинового гидродинамического подшипника с упруго-деформируемым арочным основанием в опоре

сегментами и их упругими ножками. Упругие ножки позволяют опорным сегментам самоустанавливаться как в направлении вращения, так и в осевом направлении.

Основание подшипника выполнено в виде упругого кольца, имеющего в поперечном сечении форму треугольной арки. Осевое упругое сжатие основания арки вызывает некоторое выпучивание вершины арочного основания. Это приводит к радиальному сближению опорных сегментов и дает возможность регулирования величины монтажного диаметрального зазора в подшипнике. Отсутствие стыков в подшипнике обеспечивает его высокую жесткость.

На рис. 16 приведен пример конструктивного оформления шпиндельного узла с подшипником типа ЛОН-58. Опорные секторы подшипников типа ЛОН-34 и ЛОН-58 должны полностью находиться в масляной ванне. Наиболее целесообразно масляную

ванну создавать с помощью уплотнений, располагаемых с обеих сторон вкладышей. Это позволяет эффективно охлаждать подшипники, прокачивая через них масло в количестве 2—3 *л/мин*. Перед поступлением в подшипник масло должно проходить фильтр тонкой очистки (войлочный или бумажный). Во избежание образования воздушной подушки в опоре и засасывания воздуха в несущий масляный слой, что вызывает беспорядочное радиальное блуждение шпинделя, масло следует подводить в нижней части опоры и отводить сверху.

Подшипники конструкции ЭНИМСа позволяют работать с малыми диаметральными зазорами, со скоростями скольжения в диа-

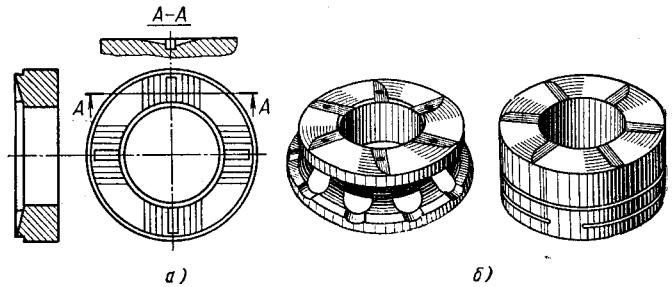


Рис. 17. Упорные многоклиновые подшипники:

а — с жестким основанием, фирмы MGF; *б* — с упруго-деформируемыми основаниями, фирмы Каро

пазоне 0,05—60 *м/сек*, обеспечивают высокую жесткость несущего масляного слоя и стабильность положения оси шпинделя.

Упорные подшипники скольжения, применяемые в станкостроении, по своей конструкции также являются многоклиновыми. В подшипниках, показанных на рис. 17, *а*, несущие масляные клинья образуются на специальных маслозаборных скосах, выполненных на опорных поверхностях. Масло к скосам подводится по специальным маслоподводящим канавкам. В подшипниках фирмы Каро, Австрия (рис. 17, *б*), за счет упругого деформирования основания обеспечивается возможность самоустановки опорной плоскости подшипника и уменьшения кромочных давлений.

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОДНОКЛИНОВЫХ ШПИНДЕЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

Одноклиновые подшипники применяются в основном в сильно нагруженных шпиндельных узлах тяжелых металлорежущих станков. В этих опорах подшипники работают с большими относительными эксцентриситетами и их масляные слои обладают

высокой жесткостью. Поэтому при их проектировании основными расчетами являются: расчет несущей способности подшипника; расчет потерь на трение в опоре; расчет температуры несущих масляных слоев и количества масла, необходимого для охлаждения подшипника.

Расчет несущей способности и потерь на трение

Несущую способность одноклинового подшипника (см. рис. 4, *а*) определяют решением основного уравнения гидродинамической теории смазки — уравнения Рейнольдса, дающего распределение давления в плоскостном потоке неограниченной ширины:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h_m - h}{h^3}, \qquad (1)$$

где p — давление в расчетной точке масляного слоя; x — координата по длине масляного слоя; μ — динамический коэффициент вязкости масла; v — скорость скольжения; h_m — толщина масляного слоя в месте наибольшего давления, определяемом равенством

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 0. \qquad (2)$$

После подстановки в уравнение (1) величин, определяющих параметры подшипника, и соответствующих преобразований оно примет вид

$$p_\alpha = 6\mu \frac{vr}{\psi^2}\left[\int_{\alpha_2}^{\alpha_1} -\frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos\alpha)^2} - (\varepsilon - \cos\alpha_0)\int_{\alpha_2}^{\alpha_1}\frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos\alpha)^3}\right], \qquad (3)$$

где r — радиус цапфы подшипника; $\psi = \frac{\Delta}{d}$ — относительный зазор; $\varepsilon = \frac{1}{\chi}$ — величина, обратная значению относительного эксцентриситета χ; α_0 — угловая координата точки максимального давления; α_1 и α_2 — координаты начала и конца области несущего слоя; Δ — диаметральный зазор; d — диаметр цапфы.

Для интегрирования уравнения (3) необходимо знание границ области давления: начала и конца несущего смазочного слоя. Начало и конец масляного слоя подшипника точно в общем случае не известны. Для решения уравнения (3) принимается, что масляный слой в подшипнике, полностью охватывающем вал, начинается в месте наибольшего зазора. Если же вкладыш охватывает шейку вала лишь на половину и нагрузка действует перпендикулярно плоскости разъема вкладышей, то принимается, что смазочный слой начинается под углом 90° к линии действия нагрузки на входной кромке наружной половины подшипника. Если дуга охвата шейки вала менее 180°, то начало несущего слоя принимается на входной кромке вкладыша.

Указанные схемы достаточно хорошо отвечают опыту и, так как при этом смещение места начала слоя от указанных точек в сторону увеличения α_1 очень мало влияет на величину давлений в первой половине области давлений, то при практически имеющихся значениях α_1 указанные точки можно считать местом начала несущей части смазочного слоя.

Место обрыва смазочного слоя (точка c на рис. 4) зависит от количества подаваемой смазочной жидкости, от количества жидкости, протекающей в конфузорной (суживающейся) части зазора и особенно от относительного эксцентриситета χ.

Для решения уравнения (3) в настоящее время принимают, что смазочный слой обрывается за местом минимального зазора в точке c (см. рис. 4), где при известном положении начала смазочного слоя (α_1) относительно линии действия нагрузки или линии центров давление имеет минимум. По данной гипотезе в месте обрыва смазочного слоя $p = 0$ и $\frac{dp}{d\alpha} = 0$.

Для того чтобы вычислить несущую способность цилиндрического опорного подшипника, необходимо просуммировать проекцию всех сил p_α на направление действия нагрузки P и учесть влияние конечной длины подшипника, т. е. влияние утечек масла в торцы подшипника. Последнее обычно осуществляется на основании ряда гипотез и теорий. Не приводя их, воспользуемся конечными результатами, полученными М. В. Коровчинским [7], в предположении: 1) несущий смазочный слой начинается на линии, перпендикулярной линии действия нагрузки, и обрывается в точке, где $p = 0$ и $\frac{dp}{d\alpha} = 0$ (случай половинного подшипника); 2) распределение давления вдоль оси подшипника (конечность длины подшипника) учитывается методом последовательных решений, в котором вид функции грузоподъемности заранее неизвестен, а затем ищут эти функции таким образом, чтобы при заданном виде решения они наилучшим образом удовлетворяли уравнению и граничным условиям.

Указанные решения в технической системе единиц имеют вид

$$\frac{P}{Ld} \cdot \frac{\psi^2}{\mu\omega} = c_p; \qquad (4)$$

$$\frac{M}{Ldr}\frac{\psi}{\mu\omega} = c_f, \qquad (5)$$

или

$$\frac{f}{\psi} = \frac{c_p}{c_f}, \qquad (6)$$

где c_p и c_f — безразмерные коэффициенты нагруженности или грузоподъемности и сопротивления вращению шейки вала (шипа); P — несущая способность; M — момент трения; f — коэффициент трения.

Для практических расчетов указанные формулы могут быть преобразованы в более удобную форму:

$$P = 106 \cdot 10^{-3} n\mu \frac{D^2}{\Delta^2} DLc_p \ кГ; \quad (7)$$

$$k = 106 \cdot 10^{-3} n\mu \frac{D^2}{\Delta^2} c_p \ кГ/см^2; \quad (8)$$

$$M = 0{,}535 \cdot 10^{-7} \frac{\mu D^3 Ln}{\Delta} c_f; \quad (9)$$

$$f = \psi \frac{c_f}{c_p} = 10^{-3} \frac{\Delta}{D} \cdot \frac{c_f}{c_p}, \quad (10)$$

где n — число оборотов вала в минуту; μ — вязкость масла в *спз* (см. рис. 5); D — диаметр шейки вала в *см*; Δ — диаметральный зазор в *мк*; L — длина вкладыша в *см*; k — условная нагрузка, отнесенная к единице площади проекции шейки вала, в *кГ/см²*.

Значение безразмерных коэффициентов c_p и c_f, подсчитанные М. В. Коровчинским [7], приведены

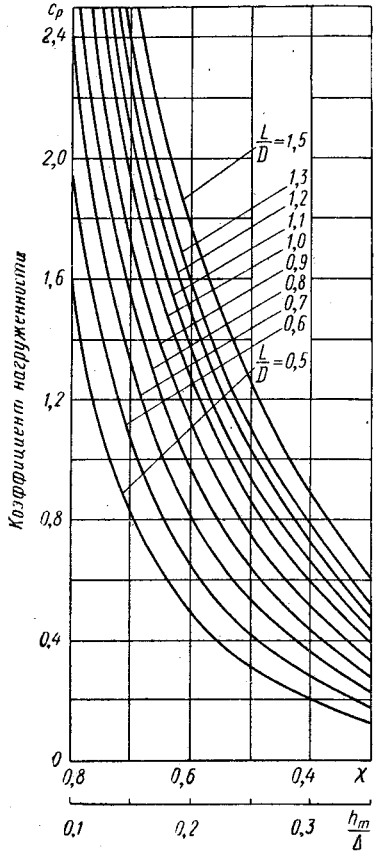


Рис. 18. Значения коэффициента нагруженности c_p для половинного подшипника

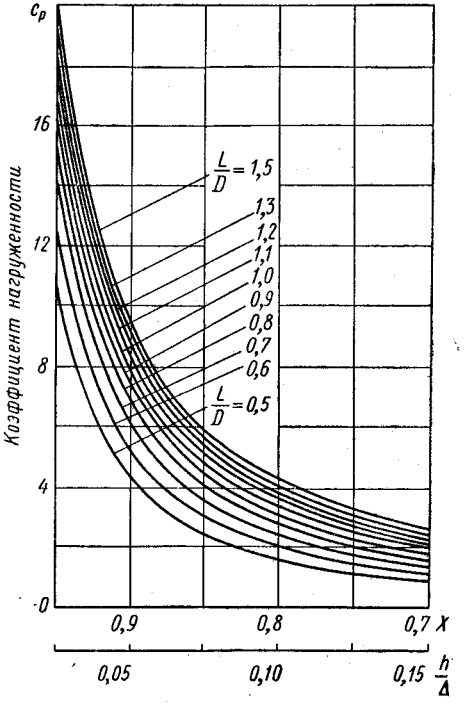


Рис. 19. Значения коэффициента нагруженности c_p для половинного подшипника

на графиках рис. 18—21; по оси абсцисс дается значение $\frac{h_{min}}{\Delta}$, что более удобно для конструктора, чем общепринятая величина χ, связанная с указанным отношением зависимостью

$$\frac{h_{min}}{\Delta} = \frac{1-\chi}{2}. \quad (11)$$

В связи с тем, что реальный подшипник имеет допуски на размер и на геометрическую форму рабочих поверхностей вала и вкладыша, значение ψ в работающем подшипнике в зависимости от относительного положения вала и вкладыша непрерывно меняется в пределах ψ_{min} и ψ_{max} (см. ниже), а следовательно, меняется и значение P.

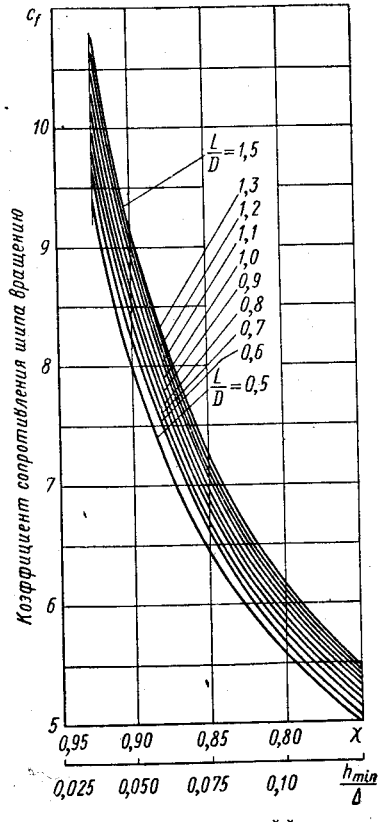


Рис. 20. Значения коэффициента сопротивления шипа вращению c_f для половинного подшипника (с учетом трения в нерабочей части зазора)

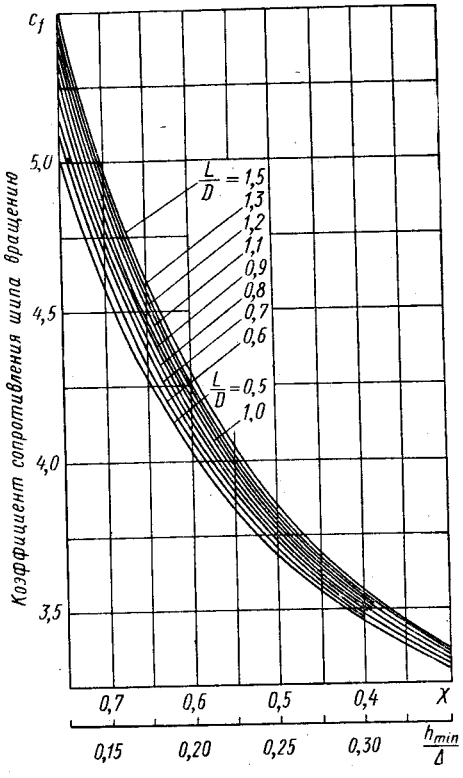


Рис. 21. Значения коэффициента сопротивления шипа вращению c_f для половинного подшипника (с учетом трения в нерабочей части зазора)

Практически при расчете определяются значения несущей способности подшипника P_{max} и P_{min} и коэффициентов трения f_{max} и f_{min}. Для обеспечения жидкостного трения в подшипнике необходимо, чтобы при всех заданных паспортных числах оборотов несущая способность подшипника P_{min} была больше заданной нагрузки P.

Коэффициент трения подшипника, необходимый для дальнейших тепловых расчетов:

$$f_{ср}=\frac{f_{max}+f_{min}}{2}. \qquad (12)$$

Тепловой расчет

Тепловой расчет подшипников скольжения производят для уточнения расчета несущей способности и потерь на трение (путем проверки температуры масляного слоя в нагруженной зоне подшипника и правильности выбора вязкости масла), а также для определения количества масла, необходимого для прокачивания через подшипник и обеспечения требуемой температуры подшипника.

Температура масляного слоя $\vartheta_м$ в нагруженной зоне может быть получена путем расчета, основанного на решении уравнения теплового баланса масляного слоя в зоне давления при следующих основных предположениях (рис. 22).

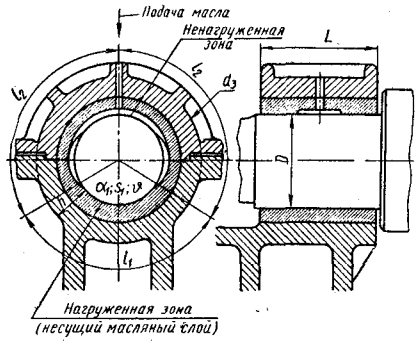


Рис. 22. Схема к тепловому расчету одноклинового подшипника

Теплообразование в масляном слое происходит в нагруженной зоне, откуда тепло отводится путем теплопередачи в шейку вала, во вкладыш и маслом, прокачиваемым через нагруженную зону; вал и вкладыши отдают тепло маслу, протекающему в ненагруженной зоне, и своими наружными поверхностями — окружающей среде. При этом вал и вкладыш рассматриваются как стержни конечной длины с соответствующими условиями теплоотдачи в окружающую среду и масло, протекающее в ненагруженной зоне.

Уравнение теплового баланса масляного слоя при указанных допущениях имеет вид

$$Q=Q_в+Q_п+Q_м, \qquad (13)$$

где Q — теплообразование в нагруженной зоне; $Q_в$, $Q_п$ и $Q_м$ — тепло, отводимое соответственно валом, вкладышем и маслом.

Теплообразование в масляном слое может быть определено по формуле

$$Q=860N \ ккал/ч, \qquad (14)$$

где N — потери на трение в несущем масляном слое в *квт*.

Тепло, отводимое валом. Тепло поступает в вал в зоне давления (в рабочей зоне), ограничиваемой обычно в крупногабаритных тяжелонагруженных подшипниках карманами и холодильниками; отводится тепло шейкой вала в масло, протекающее в нерабочей зоне, и нагруженными поверхностями вала в сопрягаемые детали и в окружающую среду. При указанных допущениях количество тепла, поступающего в вал, выражается уравнением

$$Q_в=\alpha_{м1}S_1(\vartheta_м-\vartheta_в) \ ккал/ч, \qquad (15)$$

где $\alpha_{м1}$ — коэффициент теплоотдачи масляного слоя шейке вала в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$; S_1 — площадь шейки вала, охватываемая рабочей зоной, в $м^2$; $\vartheta_м$ — средняя температура масла в рабочей зоне[1] в *град*; $\vartheta_в$ — средняя температура шейки вала в *град*.

Количество тепла $Q'_в$, отводимое валом в окружающую среду, может быть определено, если вал, выходящий из подшипника, рассматривать как стержень конечной или бесконечной длины. В общем случае количество тепла, отводимого валом — стержнем в окружающую среду, определяется уравнением Фурье:

$$\left.\begin{aligned} &Q=\lambda F\frac{d\vartheta}{dx};\ \frac{d^2\vartheta}{dx^2}=\frac{\alpha U}{\lambda F}\vartheta=m^2\vartheta;\\ &m=\sqrt{\frac{\alpha U}{\lambda F}}, \end{aligned}\right\} \qquad (16)$$

где α — коэффициент теплоотдачи в $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град)$; λ — коэффициент теплопроводности в $ккал/(м \cdot ч)$; F — площадь поперечного сечения вала в $м^2$; U — периметр теплоотдающей поверхности в *м*; x — координата длины.

Если α принять не зависящим от x, то m = const и решение дифференциального уравнения (16) примет вид

$$\vartheta=c_1e^{mx}+c_2e^{-mx}. \qquad (17)$$

Значения постоянных интегрирования c_1 и c_2 определяются граничными условиями в зависимости от длины вала — стержня.

1. Вал бесконечной длины. При граничных условиях $x=0$ и $\vartheta=\vartheta_0$ и $x=\infty$ и $\vartheta=0$ следует

$$\vartheta=\vartheta_0e^{-mx} \ град; \qquad (18)$$

$$Q=\vartheta_0\sqrt{\alpha\lambda FU} \ ккал/ч. \qquad (19)$$

[1] Далее везде буквой ϑ обозначается избыточная температура, буквой t — температура, отсчитываемая от нуля термодинамической стоградусной шкалы (° С).

2. Вал конечной длины l. При граничных условиях $x = 0$, $\vartheta = \vartheta_0$ и пренебрегая (для упрощения) теплоотдачей от торца вала после преобразования получим

$$\vartheta = \vartheta_0 \frac{\operatorname{ch}[m(x-l)]}{\operatorname{ch}(ml)} \quad град; \tag{20}$$

$$Q = \frac{\alpha U}{m} \vartheta_0 \operatorname{th}(ml) \quad ккал/ч. \tag{21}$$

На основании изложенного количества тепла, отводимого валом в окружающую среду:

$$Q_в' = \vartheta_в \Sigma M_1; \tag{22}$$

для вала бесконечной длины

$$M_{11} = \sqrt{\alpha_1 \lambda_1 U_1 F_1};$$

для вала конечной длины

$$M_{12} = \frac{\alpha_1 U_1}{m} \operatorname{th}(ml);$$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_1 U_1}{\lambda_1 F}},$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи вала в окружающую среду (рис. 23) в $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град)$; λ_1 — коэффициент теплопроводности

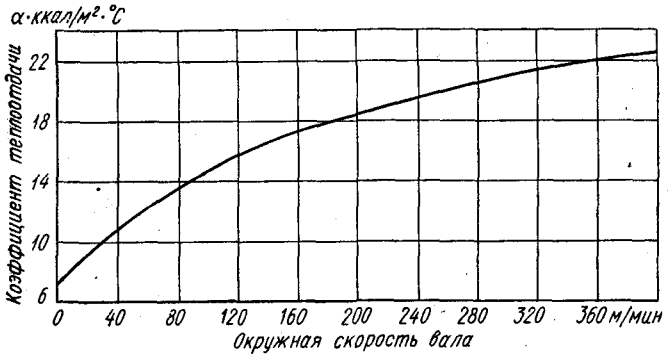


Рис. 23. Значения коэффициента теплоотдачи круглого вала в зависимости от окружной скорости

вала в $ккал/(м \cdot ч \cdot град)$ (табл. 4); U_1 — периметр теплоотдающей поверхности вала в $м$; F_1 — площадь поперечного сечения шейки вала в $м^2$; знак Σ указывает, что если вал выходит из подшипника в обе стороны, то теплоотвод обоих концов суммируется. В практических задачах большинство шпинделей тяжелых станков, имея с одной стороны подшипника планшайбу или патрон, а с другой — ряд зубчатых колес, достаточно точно соответствуют граничным условиям вала бесконечной длины.

Количество тепла, отводимого валом в масло, протекающее в ненагруженной зоне:

$$Q_в'' = \alpha_{м2} S_2 (\vartheta_в - \vartheta_{ср}) \quad ккал/ч, \tag{23}$$

где $\alpha_{м2}$ — коэффициент теплоотдачи вала маслу, прокачиваемому через ненагруженную зону, в $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град)$; S_2 — площадь шейки, охватываемая ненагруженной зоной, в $м^2$; $\vartheta_{ср}$ — средняя температура масла в ненагруженной зоне в $град$.

Таблица 4

Значения коэффициентов теплопроводности некоторых металлов

Металлы	γ в $г/см^3$	λ в $ккал/м \cdot ч \cdot град$ при 0° С	при 100° С
Алюминий	2,6	175	—
Бронза:			
Бр. ОФ 10-1	8,6	29,5	32,5
Бр. ОЦС 8-14	9,1	58,7	66,0
Бр. ОЦС 6-6-3	8,8	54,8	61,0
Сталь:			
30	7,8	65	55,3
45	7,8	58,9	47,6
35Х (40Х)	—	39,5	36,4
Чугун	7,2	54,0	—
Твердые сплавы (стеллит)	—	4,0–5,0	—

Суммарный отвод тепла валом

$$Q_в = Q_в' + Q_в'' = \vartheta_в \Sigma M_1 + \alpha_{м2} S_2 (\vartheta_в - \vartheta_{ср}) \quad ккал/ч. \tag{24}$$

Суммируя уравнения (15) и (24) и решая их относительно $Q_в$, получим

$$\left.\begin{aligned} Q_в &= \vartheta_м K_в - c_1 K_в \vartheta_{ср} \quad ккал/ч; \\ \frac{1}{K_в} &= \frac{1}{\alpha_{м1} S_1} + \frac{1}{\alpha_{м2} S_2 + \Sigma M_1}; \quad c_1 = \frac{\alpha_{м2} S_2}{\alpha_{м2} S_2 + \Sigma M_1}. \end{aligned}\right\} \tag{25}$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_м$ масляного слоя подшипника поверхностям шейки вала и вкладыша может быть определен по уравнениям теплоотдачи вынужденного ламинарного потока жидкости в трубах и каналах. Решение этих уравнений относительно $\alpha_м$ имеет вид [11]

$$\left.\begin{aligned} \alpha_м &= B_1 \frac{(\gamma v)^{0,2}}{d_э^{0,8}} \Delta t^{0,1} \quad ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град); \\ B_1 &= 0{,}74 \cdot 3600^{0,3} \lambda^{0,8} c^{0,2} \left(\frac{\beta g}{\mu}\right)^{0,1}; \quad \Delta t = \frac{t_м - t_в}{2} \quad град. \end{aligned}\right\} \tag{26}$$

Здесь v — окружная скорость шейки вала в $м/сек$; γ — удельный вес смазывающей жидкости в $кГ/м^3$; c — теплоемкость

смазывающей жидкости в *ккал/кГ*; μ — динамическая вязкость в *кГ·сек/м²*; β — коэффициент объемного расширения в *1/град*; λ — коэффициент теплопроводности в *ккал/(м·ч·град)*; $t_в$ — температура внутренней поверхности вкладыша или поверхности шейки в *град*; $t_м$ — средняя температура масляного слоя в *град*; $d_э$ — эквивалентный диаметр в *м*. Значения B_1 для наиболее употребительных в станкостроении масел приводятся в табл. 5.

Таблица 5

Значения коэффициента B_1 для масел при различных температурах

Марки масла	Температура в °С									
	γ_{50}	30	40	50	60	70	80	90	100	110
Л (велосит)	0,87	1,52	1,57	1,62	1,66	1,71	1,73	1,76	1,8	1,86
Индустриальное 12 . . .	0,88	1,36	1,42	1,46	1,52	1,56	1,60	1,65	—	—
Индустриальное 20 . . .	0,88	1,25	1,34	1,41	1,46	1,51	1,55	1,57	—	—
Индустриальное 45 . . .	0,89	1,2	1,27	1,32	1,37	1,41	1,49	1,51	—	—

Примечание. γ_{50} — удельный вес масла при 50° С в *Г/см³*.

Эквивалентный диаметр канала

$$d_э = \frac{4F}{U} \text{ м}, \tag{27}$$

где F — площадь поперечного сечения канала в *м²*; U — периметр сечения канала в *м*.

Для концентрично вращающегося (легко нагруженного) вала $d_э = \Delta$, где Δ — диаметральный зазор в *м*. Для подшипников, работающих с большими эксцентриситетами, $d_э$ для нагруженной и ненагруженной зон различны: $d_э = 2h_{ср}$, где $h_{ср}$ — средний зазор соответственно в нагруженной и ненагруженной зонах.

В формуле (26) большие затруднения вызывает выбор величины Δt; непосредственное измерение ее в работающем подшипнике практически невозможно из-за малой толщины масляного слоя.

Перепад средних температур масляного слоя вкладыша и изменение средней температуры по длине вкладыша (по времени τ) могут быть получены расчетным путем, если масляный слой рассматривать как неограниченную пластину толщиной $2R = h_{ср}$ с начальной температурой t_0. Принимая, что в начальный момент времени масляный слой — пластина помещается в среду с температурой $t_в > t_0$ (масло входит в рабочую зону, ограничиваемую валом и вкладышем с температурой $t_в = t_п$), что теплообмен с окружающей средой (валом и вкладышем) происходит по закону конвекции и что внутри масляного слоя — пластины действует источник тепла с удельной объемной мощностью q_v, можно найти распределение температуры по толщине масляного слоя и его температуру (в том числе и по длине окружности вкладыша) в любой момент времени.

Решение указанной задачи для средней относительной избыточной температуры пластины получается в следующем виде [11]:

$$\bar{\theta} = \frac{\bar{t}(\tau) - t_0}{t_в - t_0} = 1 + \frac{1}{3}\,\text{Po}\left(1 + \frac{3}{Bi}\right) - \sum_{n=1}^{\infty}\left(1 + \frac{\text{Po}}{\mu_n^2}\right) B_n \exp(\mu_n^2\,\text{Fo}), \tag{28}$$

где $\bar{\theta}$ — средняя относительная избыточная температура; $\bar{t}(\tau)$ — средняя температура масляного слоя — пластины в данный момент времени; t_0 — начальная температура масляного слоя, температура масла в ненагруженной зоне; $t_в$ — температура поверхностей вала и вкладыша; Po — критерий Померанцева; Bi — критерий Био; Fo — критерий Фурье; $\mu_n = f(\text{Bi})$ и $B_n = f(\text{Bi})$ — коэффициенты, зависящие от значения Bi:

$$\text{Po} = \frac{q_v R^2}{\lambda (t_в - t_0)}; \quad \text{Bi} = \frac{\alpha_м}{\lambda} R; \quad \text{Fo} = \frac{\alpha\tau}{R^2},$$

где q_v — удельная объемная теплонапряженность масляного слоя в *ккал/м³·ч*; λ — коэффициент теплопроводности в *ккал/м·ч·град*; $R = \frac{h_{ср}}{2}$ — половина толщины масляного слоя; τ — время в *ч*; $\alpha_м$ — коэффициент теплоотдачи масляного слоя поверхности вкладыша и вала в *ккал/(м².ч·град)*;

$$\operatorname{ctg}\mu_n = \frac{1}{Bi}\mu_n;$$

$$B_n = \frac{2B_i^2}{\mu_n^2 (Bi^2 + Bi + \mu_n^2)}.$$

Значения μ_n и Bi табулированы [10].

Результаты расчетов, выполненных по указанной методике, показывают, что наиболее часто встречающиеся значения θ находятся в пределах 1,15—1,20 и не превышают величины 1,4, что при $t_в = 70°$ С и $t_0 = 20°$ С дает

$$\Delta t = \frac{\Delta t_м}{2} = 10° \text{ С}.$$

Величина Δt входит в формулу (26) в степени 0,1, что при указанных значениях Δt дает величину, близкую к единице; поэтому для практических расчетов принимаем в формуле (26) $\Delta t^{0,1} = 1{,}0$. Среднее значение $\gamma = 880$ *кГ/м³*.

Подставляя эти значения в формулу (26), можно ее упростить:

$$\alpha_{м1} = B_1 \frac{880^{0,3} v^{0,2}}{d_э^{0,5}} = 3{,}88 B_1 \frac{v^{0,2}}{d_э^{0,5}} \text{ ккал/(м²·ч·град)}. \tag{29}$$

Значения $\alpha_м$, подсчитанные для различных масел при $d_э = 0{,}01$ *мм*, приведены на рис. 24; для остальных величин $d_э$ указанные значения $\alpha_{м1}$ подсчитываются по формуле

$$\alpha_{м1} = \alpha_{01}\sqrt{\frac{0{,}01}{d_э}}, \qquad (30)$$

где $d_э$ — расчетный эквивалентный диаметр в *мм*; α_{01} — коэффициент теплоотдачи при $\Delta = d_э = 0{,}01$ в *ккал/(м²·ч·град)*.

Отвод тепла вкладышем и корпусом подшипника. Тепло поступает во вкладыш в зоне давления, ограничиваемой карманами и холодильниками. Отвод тепла вкладышем принимаем как состоящим из теплоотвода в масло, протекающее в ненагруженной зоне, и через стенки корпуса и крышки в окружающую среду; теплоотвода стенками бобышки и корпуса коробки несущего подшипник в окружающую среду.

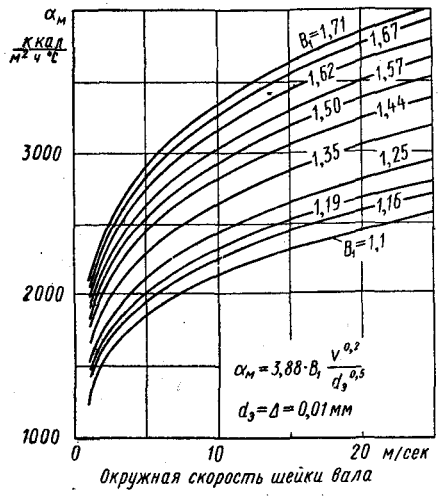


Рис. 24. Значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_м$ в зависимости от окружной скорости шейки вала при $d_э = \Delta = 0{,}01$ *мм*

Отвод тепла вкладышем в масло и в окружающую среду можно определить, если рассматривать вкладыш как стержень конечной длины l_2 (см. рис. 22), а отвод тепла стенками коробки в окружающую среду — если рассматривать стенки, как ребра бесконечной длины. При указанных допущениях количество тепла $Q_п$, поступающего во вкладыш подшипника:

$$Q_п = \alpha_{м1} S_1 (\vartheta_м - \vartheta_п) \ \ккал/ч, \qquad (31)$$

где $\vartheta_п$ — средняя температура вкладыша в зоне давления в *град*.

Тепло, отводимое вкладышем в масло, протекающее в ненагруженной зоне, и стенками корпуса и крышки в окружающую среду

$$Q_п' = 2\frac{\alpha_2 U_2}{m_2}\,\mathrm{th}\,(m_2 l_2)(\vartheta_п - \vartheta_{ср}) = M_2(\vartheta_п - \vartheta_{ср}) \ \ккал/ч; \qquad (32)$$

$$M_2 = 2\frac{\alpha_2 U_2}{m_2}\,\mathrm{th}\,(m_2 l_2); \quad m_2 = \sqrt{\frac{\alpha_2 U_2}{\lambda_2 F_2}},$$

где $\vartheta_{ср}$ — средняя температура масла в ненагруженной зоне в *град*; α_2 — коэффициент теплоотдачи вкладыша на участке нерабочей зоны в *ккал/(м²·ч·град)*; U_2 — периметр теплоотдающей поверхности вкладыша в *м*; F_2 — площадь поперечного сечения ребра (вкладыш — стенка, см. рис. 22) в *м²*; l_2 — длина (по внутреннему диаметру вкладыша) ребра — вкладыша (см. рис. 22) в *м*; λ — коэффициент теплопроводности в *ккал/(м·ч·град)*;

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_{2м} + \alpha_0}{2} \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град), \qquad (33)$$

где $\alpha_{2м}$ — коэффициент теплоотдачи масла поверхностям шипа и вкладыша в ненагруженной зоне в *ккал/(м²·ч·град)*. Коэффициент α_0 теплоотдачи для различных поверхностей деталей станков имеет следующие значения: а) со свободным движением воздуха — в тяжелых станках 3 *ккал/(м²·ч·град)*, в средних и легких 4—6 *ккал/(м²·ч·град)*; б) непосредственно не имеющие обдува, но примыкающие к хорошо обдуваемым поверхностям и, поверхности, имеющие выходящие гладкие валы, вращающиеся с числом оборотов не более 100 в минуту 12—15 *ккал/(м²·ч·град)*; в) имеющие воздушные потоки, создаваемые выходящими валами, вращающимися с числом оборотов 300—1000 в минуту 25—30 *ккал/(м²·ч·град)*; г) хорошо обдуваемые воздушными потоками, создаваемыми вращающимися патронами, абразивными кругами, шкивами с числом оборотов — 500—1000 в минуту 50—60 *ккал/(м²·ч·град)*, 1000—2000 в минуту 60—80 *ккал/(м²·ч·град)*, 2000—3000 в минуту 80—100 *ккал/(м²·ч·град)*; поверхности коробок, имеющих жалюзи — при отсутствии движения воздуха внутри коробок 100 *ккал/(м²·ч·град)*, при усиленном движении воздуха 300 *ккал/(м²·ч·град)*.

$$U_2 = 2L + 2h; \quad F_2 = Lh,$$

где L — длина вкладыша в *м*; h — толщина ребра в *м*.

Тепло, отводимое стенками корпуса подшипника и коробки, несущей корпус:

$$Q'' = M_3 \vartheta_п, \qquad (34)$$

где

$$M_3 = \alpha_3 S_3 + \sum\sqrt{\alpha_4 \lambda_4 U_4 F_4},$$

здесь α_3 и α_4 — коэффициенты теплоотдачи корпуса подшипника и стенок коробки, несущих корпус, в *ккал/(м²·ч·град)*; S_3 — площадь теплоотдающей поверхности корпуса в *м²*; λ_4 — коэффициент теплопроводности стенок коробки в *ккал/(м·ч·град)*; U_4 — периметр стенок, отходящих от корпуса подшипника в месте примыкания, в *м*; F_4 — площадь поперечного сечения стенок, отходящих от корпуса подшипника, в месте примыкания в *м²*.

Суммируя уравнения (32) и (34) и решая их совместно с уравнением (31), получим

$$\left.\begin{aligned} Q_п &= \vartheta_м K_м - c_2 K_п \vartheta_{ср} \ ккал/ч; \\ \frac{1}{K_п} &= \frac{1}{\alpha_м S_1} + \frac{1}{M_2 + M_3}; \quad c_2 = \frac{M_2}{M_2 + M_3} \end{aligned}\right\} \qquad (35)$$

Количество тепла, отводимого маслом, прокачиваемым через зону давления, определяется уравнением

$$Q_м = c_1 \gamma_1 V_1 (\vartheta_м - \vartheta_{ср}), \qquad (36)$$

где c_1 — теплоемкость масла в *ккал/(кГ·град)*; γ_1 — удельный вес масла в *кГ/л*; V_1 — объем масла, прокачиваемого через зону давления, в *л/ч*; $\vartheta_{ср}$ — средняя температура масла в ненагруженной зоне (холодильниках).

Определение температуры масляного слоя в зоне давления. Имея значения составляющих уравнения (13) теплового баланса масляного слоя подшипника, решаем его относительно $\vartheta_м$:

$$Q = (\vartheta_м K_в - c_1 K_в \vartheta_{ср}) + (\vartheta_м K_п - c_2 K_п \vartheta_{ср}) + c_1 \gamma_1 V_1 (\vartheta_м - \vartheta_{ср}). \qquad (37)$$

Отсюда

$$\vartheta_м = \frac{Q + (c_1 K_в + c_2 K_п + c_1 \gamma_1 V)\,\vartheta_{ср}}{K_в + K_п + c_1 \gamma_1 V}. \qquad (38)$$

Значение $\vartheta_{ср}$ может быть определено по формуле

$$\vartheta_{ср} = \frac{Q\chi}{2 c_1 \gamma_1 V_2} + \vartheta_{вх}, \qquad (39)$$

где V_2 — объем масла, прокачиваемого через ненагруженную зону, в *л/ч*; $\vartheta_{вх}$ — температура масла, поступающего в подшипник; χ — коэффициент, учитывающий количество тепла, отдаваемого валом и вкладышем путем теплопроводности.

Значение χ определяется решением уравнений (15) и (31). Для практических расчетов станков можно ориентировочно принять $\chi = 0{,}5$.

Температура масла, выходящего из подшипника:

$$t_{вых} = 2\vartheta_{ср} + t_{вх} \ град, \qquad (40)$$

где $t_{вх}$ — температура масла, поступающего в подшипник.

Для практических расчетов отвод тепла маслом, прокачиваемым через зону давления, ввиду его малого объема можно не учитывать. Тогда формула для определения температуры масла в зоне давления примет вид

$$\vartheta_м = \frac{Q + (c_1 K_в + c_2 K_п)\,\vartheta_{ср}}{K_в + K_п} \ град. \qquad (41)$$

В случае большого расхождения полученной температуры масляного слоя с температурой, выбранной для расчетов несущей способности и потерь на трение, корректируют температуры масла и расчеты производят заново.

Выбор основных расчетных параметров одноклиновых подшипников

Жидкостное трение в подшипнике может быть обеспечено только в случае правильного выбора всех расчетных, конструктивных и технологических параметров.

Диаметр шейки шпинделя d должен выбираться, исходя из расчетов шпинделя на жесткость и из анализа соответствующих конструктивных параметров и эксплуатационных данных существующего парка станков.

Длина подшипника L выбирается как функция диаметра *d*. С увеличением длины подшипника увеличиваются потери на трение в подшипнике, в то же время уменьшается торцовое истечение масла, что приводит при одном и том же зазоре к более сильному нагреванию длинных подшипников по сравнению с короткими. В то же время уменьшение длины подшипников вызывает снижение их несущей способности за счет увеличения торцового истечения масла. Практически наибольшей несущей способностью обладают подшипники с отношением $L : d = 0{,}85 \div 0{,}9$.

Для станков, где, помимо несущей способности, необходимо обеспечить стабильность положения оси вращающегося шпинделя, следует выбирать значения $L : d = 0{,}85 \div 1{,}0$.

Относительный диаметральный зазор ψ выбирается, исходя из условий точности работы, точности изготовления вала и вкладыша и условий возможных температурных расширений вала относительно вкладыша вследствие разницы температур вала и вкладыша и величины температурного градиента в стенке корпуса, несущей подшипник.

Реальный подшипник имеет допуски на изготовление, слагающиеся из допусков на диаметр вала и вкладыша и на их овальность. Этот допуск меняет расчетную величину относительно зазора в пределах $\Delta\psi = \psi_{max} - \psi_{min}$:

$$\Delta\psi = \frac{(D' - D'') - (d' - d'') + 2\,[(D_1 - D_2) + (d_1 - d_2)]}{D}, \qquad (42)$$

где D_1 и D_2 (*мм*) — наибольший и наименьший диаметры окружностей, описанных вокруг овала и вписанной в овал, принимаемый упрощенно в качестве реальной формы отверстия вкладыша ($D_1 - D_2$ — допуск на овальность отверстия); d_1 и d_2 (*мм*) — наибольший и наименьший диаметры окружностей, описанных вокруг овала и вписанной в овал, принимаемый упрощенно в качестве реальной формы шейки шпинделя ($d_1 - d_2$ — допуск на овальность вала); $D' - D''$ (*мм*) — допуск на номинальный диаметр отверстия вкладыша; $d' - d''$ (*мм*) — допуск на номинальный диаметр шейки шпинделя.

Из приведенных формул следует, что чем точнее изготовляют детали подшипников, тем меньше может быть диаметральный зазор, тем выше будет несущая способность подшипника. Поэтому в современном машиностроении к подшипникам жидкостного трения предъявляют повышенные требования в отношении точности изготовления.

При выборе значений ψ_{min} следует проверить, не произойдет ли схватывание шейки вала во вкладыше в результате различных

температурных расширений вала и вкладыша. Необходимо, чтобы $\psi_{min} > \alpha \Delta t$, где α — коэффициент линейного расширения вала; Δt — возможная разность температур вала и вкладыша, получаемая решением уравнения теплового баланса. Для тяжелых станков можно принять $\Delta t \approx 10 \div 15°$ С. В шпиндельных подшипниках металлорежущих станков значения $\psi = 0{,}0005 \div 0{,}0008$.

Для работы подшипника в условиях жидкостного трения необходимо избегать контактирования вершин микро- и макронеровностей, т. е. чтобы h_{min} было бы больше некоторого критического значения $h_{min\ кр}$.

Для расчетов можно принять, что

$$h_{min} \geqslant h_{min\ кр} = h_m + h_1 + h_2 + h_u + h_n, \qquad (43)$$

где h_m (*мм*) — минимально допустимая величина зазора, при которой еще осуществимо жидкостное трение; h_1 и h_2 (*мм*) — высоты микронеровностей поверхностей трения вала и вкладыша; h_u и h_n (*мм*) — погрешности от изгиба и перекоса упругой линии вала на длине подшипника; h_m — может быть представлена как сложная функция макро- и, частично, микронеровностей и неточностей изготовления, физико-химических свойств масла и, как показали эксперименты, зависит от скорости. Аналитическое определение h_m затруднено, поэтому для практических расчетов следует пользоваться экспериментальными данными, приведенными на рис. 25.

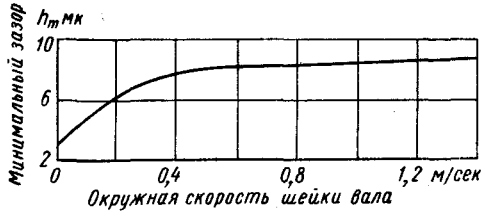


Рис. 25. Значения минимально допустимого зазора h_m по результатам экспериментов с подшипниками ($D = 200$ *мм*, $L{:}D = 1{,}0$ и $1{,}5$ и чистотой ▽ 8 шейки вала и ▽ 7 — вкладыша)

Значение h_u определяется решением уравнения упругой линии шпинделя. Значение h_n слагается из номинальных перекосов оси шпинделя и из перекосов шейки вследствие упругих деформаций шпинделя:

$$h_n = \frac{L}{2}\theta,$$

где θ — угол перекоса от погрешностей монтажа и от деформаций шпинделя в межопорной части в *рад*.

В шпиндельном подшипнике (работающем со скоростями $v > 0{,}3$ *м/сек*) угол θ не должен превосходить $\theta = 0{,}05 \div 0{,}06$ *мм/м*. По данным результатов экспериментов с подшипником $D \times L = 200 \times 300$, выполненным из бронзы СуН-7-2; значение h_u определяется несколькими микронами (а иногда и долями микрона); значение h_n в тяжелых станках доходит до десятков микронов на метр, что резко снижает грузоподъемность подшипника, вызывая появление кромочных давлений, приводящих к местному перегреву и схватыванию подшипника.

Влияние h_u и h_n на грузоподъемность станка практически может быть снижено: а) применением мягких легко прирабатывающихся антифрикционных сплавов (баббитов); б) обеспечением самоустановки подшипника (например, на сферической самоустанавливающейся опоре, см. рис. 6; в) увеличением жесткости шпинделя в межопорной части.

Вязкость масла μ выбирается исходя из несущей способности подшипника и ориентировочно предполагаемой рабочей температуры масляного слоя, которая после расчета несущей способности проверяется и при необходимости корректируется приводимым выше тепловым расчетом.

В тяжелых станках с целью повышения грузоподъемности шпиндельных подшипников должны применяться тяжелые масла: индустриальное 45, индустриальное 50, цилиндровое 11, турбинное 46 и автолы АК-10 и АК-15. Вязкостные характеристики масел приведены в табл. 2 и монограмме, приводимой на рис. 5.

Масло должно подаваться в подшипник под давлением в $1—2$ *кГ/см²* и в количестве $1—5$ *л/мин*. (Окончательное необходимое количество масла определяется тепловым расчетом.) Перед поступлением в подшипник масло тщательно фильтруют и охлаждают до температуры окружающей среды.

Избыточная температура масляного слоя подшипника в нагруженной зоне при минимальных числах оборотов шпинделя и наибольших паспортных нагрузках не должна превосходить $\vartheta = 5 \div 6°$ С. С увеличением чисел оборотов и при относительном уменьшении нагрузки станка температура несущего слоя и втулки подшипника растет. Практически предельно допустимой температурой шпиндельного подшипника тяжелого станка следует считать температуру $t = 55 \div 60°$ С, отсчитываемую по встроенному лагометру или термометру. При этом температура несущего масляного слоя будет на 40—60% выше указанной.

Вкладыши должны обеспечивать надежное поступление масла в рабочую зону и интенсивный теплоотвод из подшипника. Это достигается, помимо правильного назначения диаметрального зазора, выполнением рабочих поверхностей и холодильников соответствующих размеров и формы. Рабочие размеры расточки должны быть рассчитаны для каждого типоразмера подшипника и откорректированы эксперимательно на опытном станке.

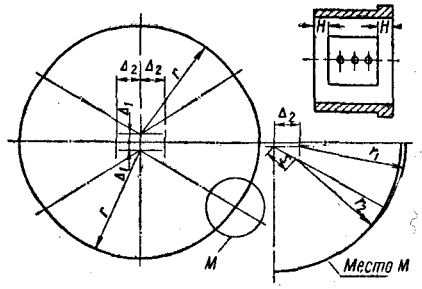
Рабочие поверхности вкладышей растачивают по всей длине вкладыша, холодильники и маслозаборные скосы не доводят до торцов на величину

$$H = \left(\frac{1}{10} : \frac{1}{20}\right) L. \qquad (44)$$

Для вкладышей тяжелонагруженных шпиндельных подшипников ориентировочно могут быть рекомендованы размеры отверстия применяемые в подшипниках жидкостного трения прокатных станов [1], проверенные положительным опытом эксплуатации (табл. 7). Расточку подшипников следует вести из одного центра, в случае необходимости увеличения зазора между верхним вкладышем и валом последнее может быть осуществлено установкой прокладок между вкладышами.

Таблица 7

Рекомендуемые размеры (в *мм*) одноклиновых гидродинамических подшипников жидкостного трения при $\psi = 0{,}005 \div 0{,}0008$; $D_{ном} = d(1+\psi)$



d	Допуск на $D_{ном}$	Δ_1	Δ_2	r_1	r_2	S	H
200	+0,027	0	15,9	86,6	85,75	10,5	15
250	+0,027	0	16,4	111,1	114,80	10,5	20
300	+0,030	0,1	16,4	136,1	139,11	11,3	20
350	+0,030	0,1	16,6	160,9	164,43	11,2	25
400	+0,035	0,2	19,6	183,4	188,77	11,8	25
450	+0,035	0,2	19,8	208,2	213,82	11,8	25
500	+0,042	0,2	20,0	233,0	238,87	11,8	30
600	+0,045	0,2	20,2	282,8	288,83	11,8	35
650	+0,048	0,3	26,5	302,5	313,32	12,4	35
750	+0,052	0,3	26,8	352,2	363,40	12,4	40
800	+0,052	0,3	26,9	377,1	388,43	12,4	40
900	+0,056	0,3	27,1	426,9	438,51	12,4	45
1000	+0,060	0,3	27,2	476,8	488,34	12,4	45

Примечание. В подшипниках металлорежущих станков растачивание по радиусу r_2 может быть заменено тонким шабрением, обеспечивающим плавный переход сопрягаемых поверхностей по ширине участка r_2.

Шероховатость рабочих поверхностей вала и вкладыша (поверхностей трения) существенно влияет на несущую способность подшипника. Чем выше класс чистоты трущихся поверхностей, тем меньше значение величины минимально допустимого зазора h_{min},

тем выше несущая способность подшипника. Поэтому шероховатость рабочих поверхностей вкладышей тяжелых металлорежущих станков должна быть не ниже ▽ 8, шеек шпинделей — не ниже ▽ 9—▽ 10.

При ремонте станков часто шабрение вкладышей подшипников шпинделей ведут непосредственно по шейке шпинделя. При обработке вкладыша этим методом в результате плотного прилегания вала и вкладыша образуется так называемый «беззазорный» подшипник, работоспособность которого в 2—3 раза ниже, чем подшипника с гарантированным диаметральным зазором, вследствие ухудшения условий поступления масла в рабочую зону и температурного расширения вала. Поэтому шабрение вкладышей непосредственно по шпинделю должно быть по возможности исключено и заменено шабрением по фальш-шпинделю, размеры которого обеспечивают получение необходимого диаметрального зазора в подшипнике. В случае невозможности изготовления фальш-шпинделя после пришабривания вкладыша по шейке шпинделя шейку шпинделя необходимо прошлифовать, обеспечив диаметральный зазор между шейкой шпинделя и вкладышем.

В том случае, если в условиях ремонта невозможно получить растачивание холодильников и маслозаборных скосов рекомендуемых размеров и форм, растачивание можно заменить ступенчатым шабрением с целью получения маслозаборных скосов, улучшающих поступление масла в рабочую зону. При этом на входной кромке холодильника глубина маслозаборного скоса должна быть доведена до 0,1—0,2 *мм*.

Ступенчатое шабрение осуществляется следующим образом. Рабочую поверхность вкладыша на участке от кармана — холодильника до начала нагруженной зоны, ограничиваемой дугой в 120°, разбивают на участки шириной 6—10 *мм*, параллельные образующей. Затем шабрят всю площадь маслозаборного скоса. После этого закрывают первую полоску, расположенную у начала рабочей зоны, и шабрят всю незакрытую поверхность маслозаборного скоса. Затем закрывают последовательно остальные участки и шабрят поверхности вкладыша так, чтобы обеспечить плавный убывающий скос от холодильника к нагруженной зоне. Глубина каждой ступени (слоя, снимаемого при каждом шабрении) около 0,01—0,02 *мм*. После шабрения ступенчатую поверхность маслозаборных скосов тщательно заглаживают.

Если шабрение подшипника ведут по шейке шпинделя и получить диаметральный зазор невозможно, необходимо нагруженную зону подшипника уменьшить до 90—100°, ступенчатым шабрением создать маслозаборные скосы и, кроме того, на внутренних поверхностях вкладыша на участке от рабочей зоны до линии разъема ступенчато отшабрить клин с максимальным подъемом 0,15—0,30 *мм* у линии разъема. Указанное расшабривание боков вкладыша необходимо для обеспечения возможности некоторого

бокового смещения шпинделя во время работы с целью создания масляного несущего слоя.

Установка и обработка на станке деталей различного веса вызывает изменение упругих деформаций шпинделя и вследствие этого изменение относительного углового положения образующих шейки шпинделя и вкладыша. Поэтому при всех прочих требованиях, предъявляемых к антифрикционным материалам, основным требованием к подшипниковым сплавам, применяемым в тяжелых станках, являются: хорошая прирабатываемость и низкий модуль упругости, обеспечивающий передачу нагрузки на возможно бо́льшую поверхность. Этим требованиям отвечают баббиты и мягкие свинцовистые бронзы.

Подшипники скольжения тяжелых станков следует выполнять из баббитов марок Б83, Б16, БН. Возможно применение свинцовистых бронз типа Бр.С 30; Бр.ОС8-14, сурьмяно-никелевой бронзы СУН-7-2.

Вкладыши следует выполнить биметаллическими с толщиной слоя антифрикционного сплава $\delta = 0{,}01\,D + (0{,}5 \div 1{,}0)$ *мм*.

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПОР С МНОГОКЛИНОВЫМИ ОПОРНЫМИ (РАДИАЛЬНЫМИ) ПОДШИПНИКАМИ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

Конструктивные параметры опоры с многоклиновым подшипником жидкостного трения, обеспечивающие требуемую несущую способность и жесткость, определяются соответствующими расчетами, основанными на гидродинамической теории смазки, теории теплопередачи, и расчетом на контактную жесткость. При проектировании следует выполнять расчет: 1) несущей способности и суммарной жесткости шпиндельной опоры, включающий гидродинамические расчеты несущей способности и жесткости несущих масляных клиньев и расчет жесткости корпуса и опорных поверхностей; 2) потерь на трение в опоре (в несущем слое, в ненагруженной зоне и в уплотнениях); 3) температуры несущих масляных слоев и количества масла, необходимого для охлаждения подшипника.

Расчет несущей способности и суммарный жесткости опоры

Несущая способность P шпиндельной опоры определяется условиями, при которых несущий масляный слой надежно разделяет опорные поверхности шейки вала и опорных сегментов и обеспечивает надежное жидкостное трение.

Суммарная жесткость шпиндельной опоры с многоклиновым подшипником определяется жесткостью несущих масляных слоев, жесткостью опорных сегментов или корпуса подшипника и контактной жесткостью опорных поверхностей вкладышей и опорных

штырей или опорных поверхностей корпуса подшипника и посадочного отверстия в корпусе бабки. В частности, суммарная жесткость опоры с подшипником ЛОН-34-(ЭНИМС), фирмы Фильматик и им подобных определяется уравнением

$$\frac{1}{j_n} = \frac{1}{j_м} + \frac{1}{j_к}. \qquad (1)$$

Суммарная жесткость опоры с подшипником типа ЛОН-58 определяется уравнением

$$\frac{1}{j_n} = \frac{1}{j_м} + \frac{1}{j_y} + \frac{1}{j_{ка}}, \qquad (2)$$

где j_n — суммарная жесткость шпиндельной опоры в *кГ/мк*; $j_м$ — жесткость несущих масляных клиньев в *кГ/мк*; j_y — жесткость основания; $j_{ка}$ — контактная жесткость стыка упругого основания с корпусом бабки; $j_к$ — контактная жесткость опорных поверхностей вкладышей и штырей.

Значения $j_м$, $j_к$, j_y, $j_{ка}$ определяются с помощью приводимых далее расчетов.

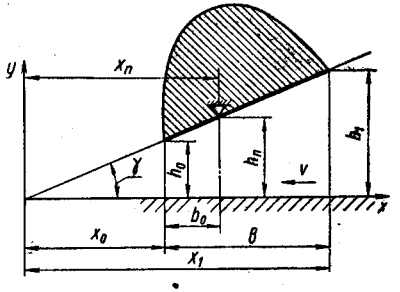


Рис. 26. Схема к расчету несущей способности многоклиновых подшипников

Определение несущей способности и жесткости масляных клиньев. Несущая способность многоклинового подшипника с самоустанавливающимися вкладышами (см. рис. 4) определяется на основании решений уравнений гидродинамики. С целью упрощения решений пользуемся прямоугольными координатами, т. е. предполагаем, что радиус кривизны самоустанавливающегося вкладыша является достаточно большим (рис. 26). В дополнение к обычным допущениям, принимаемым при расчете подшипников, предполагаем, что закон изменения радиального зазора в многоклиновом подшипнике в точках опоры вкладышей аналогичен изменению зазора в обычном подшипнике — втулке.

Допущение о бесконечно большой величине радиуса кривизны вкладыша справедливо для вкладышей с относительно небольшим углом охвата шейки вала, у которых толщина несущего масляного слоя, измеряемая одним-двумя десятками микрон, значительно меньше радиуса шейки. В станках диаметр шейки шпинделя измеряется десятками миллиметров; угол охвата, как правило, не превосходит 55—60°, поэтому указанное допущение для них вполне справедливо.

Рассмотрим вначале несущую способность плоского самоустанавливающегося вкладыша, изображенного на рис. 26. При

наличии относительного поступательного движения двух взаимно наклонных поверхностей в клиновидном слое смазки, заключенном между ними, образуется повышенное давление, создающее определенную несущую способность масляного слоя. Величина указанного давления и несущая способность слоя для потока неограниченной ширины могут быть найдены решением уравнения Рейнольдса, которое после подстановки в него значений h и h_m, определяемых из рис. 26

$$h=\alpha x;\quad h_m=\alpha x_m;\quad h_0=\alpha x_0;\quad \frac{dh}{dx}=\alpha,$$

и интегрирования в пределах $x_0 - x_1$, дает уравнение распределения давления p вдоль вкладыша шириной B;

$$p=6\mu v\frac{(x_1-x)(x-x_0)}{\alpha^2(x_0+x_1)x^2}. \tag{3}$$

Для определения несущей способности многоклинового подшипника из рис. 4 имеем

$$h_n=(R-r)+e\cos\theta=c(1+\varkappa\cos\theta); \tag{4}$$

$$\alpha=\frac{h_n}{x_n}=\frac{c(1+\varkappa\cos\theta)}{x_n},$$

где $c=R-r$; $\varkappa=\frac{e}{R-r}$; R и r — соответственно радиус растачивания вкладышей и вала; e — эксцентриситет.

Подстановка полученных величин в уравнение (3) после преобразований дает

$$p=6\mu v\frac{x_n^2}{c^2(1+\varkappa\cos\theta)^2}\cdot\frac{(x_1-x)(x-x_0)}{(x_0+x_1)x^2}. \tag{5}$$

Интегрирование уравнения (5) в пределах длины B дуги вкладыша дает величину несущей способности P_∞ единицы длины вкладыша бесконечной длины:

$$P_\infty=6\mu v\frac{x_n^2}{c^2(1+\varkappa\cos\theta)^2}\left(\ln\frac{x_1}{x_0}-\frac{2B}{x_0+x_1}\right). \tag{6}$$

Для возможности получения численного решения преобразуем уравнение (6), заменив в нем x_0 и x_1 безразмерной величиной $a = h_1 : h_0$. По рис. 26 следует: $x_0=\frac{B}{a-1}$; $x_1=\frac{aB}{a-1}$.

$$P_\infty=6\mu v\frac{x_n^2}{c^2(1+\varkappa\cos\theta)^2}\left(\ln a-2\frac{a-1}{a+1}\right). \tag{7}$$

Координата x_n точки опоры вкладыша может быть найдена из условия равновесия вкладыша, для которого вследствие малости

угла поворота может быть написано следующее уравнение моментов относительно точки начала координат:

$$P_\infty x_n=\int_{x_0}^{x_1}px\,dx. \tag{8}$$

Интегрируя и преобразовывая это уравнение, получим уравнение координаты точки опоры вкладыша:

$$x_n=\frac{\frac{B}{2}-\frac{aB}{(a^2-1)}\ln a}{\ln a-2\frac{a-1}{a+1}}. \tag{9}$$

Подстановка полученного значения x_n в уравнение (7) после преобразований дает

$$P_\infty=\frac{6\mu vB^2}{c^2(1+\varkappa\cos\theta)^2}\cdot\frac{\left(\frac{1}{2}-\frac{a}{a^2-1}\ln a\right)}{\left(\ln a-2\frac{a-1}{a+1}\right)}. \tag{10}$$

Несущая способность вкладыша конечной длины (в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа на рис. 25) может быть определена, если известен закон распределения давления по его длине. Принимая распределение давления по длине вкладыша по закону квадратной параболы [31], размеры вкладыша при определении его несущей способности могут быть учтены введением в уравнение (10) коэффициента

$$C_L=\frac{5}{4}\cdot\frac{1}{1+\left(\frac{B}{L}\right)^2}. \tag{11}$$

При этом полная несущая способность P_1 самоустанавливающегося вкладыша конечной длины равна $^2/_3$ несущей способности P_∞ вкладыша бесконечной длины, умноженной на длину вкладыша L и коэффициент C_L:

$$P_1=\frac{2}{3}\frac{6\mu vB^2}{c^2(1+\varkappa\cos\theta)^2}\cdot\frac{\left(\frac{1}{2}-\frac{a}{a^2-1}\ln a\right)}{\left(\ln a-2\frac{a-1}{a+1}\right)}LC_L. \tag{12}$$

Значения коэффициента C_L, учитывающего боковое истечение, Кингсбери и Надс определяли экспериментальным путем для подшипника, выполненного в виде плоской прямоугольной пластины с изменяющимся соотношением длины B и ширины L в пределах $B : L = 4 : 1 \div 1 : 4$ и зазорами на входе h_1 и на выходе h_0, равными $h_1 : h_0 = 2$. Результаты этих экспериментов и значения коэффициента C_L, рекомендуемого проф. Шибелем, приводятся в табл. 8 и имеют очень малое расхождение, особенно в области значений $B : L = 1 : 1 \div 1 : 2$, имеющих наибольшее практическое применение.

Таблица 8

B: L	Значения $2/3C_L$		Отношение данных Шибеля и Кингсбери	B:L	Значения $2/3C_L$		Отношение данных Шибеля и Кингсбери
	По Шибелю	По Кингсбери и Надсу			По Шибелю	По Кингсбери и Надсу	
4/1	0,049	0,060	0,818	1	0,416	0,440	0,95
3/1	0,084	0,090	0,925	3/4	0,534	0,550	0,97
2/1	0,167	0,185	0,905	1/2	0,668	0,680	0,98
3/2	0,257	0,278	0,925	1/4	0,784	0,838	0,94

Анализ уравнения (12) показывает, что при прочих равных условиях несущая способность вкладыша является функцией безразмерного параметра $a = h_1 : h_0$. Для практических решений необходимо выбрать оптимальное значение a, обеспечивающее наибольшую несущую способность вкладыша при наименьших потерях на трение в несущем масляном слое. Уравнение (12) не позволяет выполнить анализ несущей способности подшипника в зависимости от значений a, так как выражение координаты x_n через a лишило уравнение исходной независимой координаты. С целью анализа преобразуем исходное уравнение (3), подставив в него значение $\alpha = \frac{h_0}{x_0}$ и заменив в нем x_0 и x_1 безразмерным параметром a. После преобразований получим уравнение несущей способности P'_∞ плоской плиты бесконечной длины [1]:

$$P'_\infty = \frac{6\mu v B^2}{h_0^2} \cdot \frac{1}{(a-1)^2}\left[\ln a - \frac{2(a-1)}{a+1}\right]. \qquad (13)$$

Анализ уравнения (13) показывает, что имеется оптимальное значение параметра a, при котором подшипник обладает наибольшей несущей способностью, в частности наибольшая грузоподъемность подшипника соответствует значению $a = 2{,}2$.

Подставив значение $a = 2{,}2$ в уравнение (12) и применив принятые в станкостроении размерности входящих в него величин, после преобразований получим удобное для практических расчетов уравнение несущей способности единичного самоустанавливающегося вкладыша длиной L многовкладышного подшипника при заданной величине эксцентриситета e:

$$P_1 = \frac{P_0}{(1 + \varkappa\cos\theta)^2} \ кГ; \qquad (14)$$

$$P_0 = 5{,}1 \cdot 10^{-2} \frac{\mu n D B^2 L C_L}{\Delta^2}; \qquad (15)$$

$$C_L = \frac{1{,}25}{1 + \left(\frac{B}{L}\right)^2},$$

[1] Более правильным было бы использовать для целей анализа решение Мичеля для пластины конечной длины. Однако это решение сложно, менее наглядно и для принятых в станкостроении соотношений дает уточнение, исчисляемое несколькими процентами.

где $\varkappa = \frac{2e}{\Delta}$; μ — вязкость масла в *спз* (см. рис. 5); n — число оборотов вала в минуту; D — диаметр расточки вкладышей в *см*; B — размер дуги рабочей поверхности вкладыша в направлении вращения в *см*; L — длина рабочей поверхности вкладыша в направлении оси вала в *см*; Δ — диаметральный зазор в *мк*; θ — координата точки опоры вкладыша относительно плоскости действия результирующей внешних сил в *град* (см. рис. 4); e — эксцентриситет — смещение центра вала из начального положения концентричного относительно вкладышей, под действием результирующей внешних сил, в *мк*.

Несущая способность P многовкладышного подшипника при заданном эксцентриситете e равна векторной сумме несущих способностей всех вкладышей.

В том случае, когда равнодействующая внешних сил, действующих на подшипник, проходит через точку опоры одного из вкладышей или опорных секторов, несущая способность подшипника равна:

для трехвкладышного подшипника

$$P_3 = \sum_1^3 \overline{P}_1 = P_0\left[\frac{1}{(1-0{,}5\varkappa)^2} - \frac{1}{(1+\varkappa)^2}\right] \ кГ; \qquad (16)$$

для четырехвкладышного подшипника

$$P_4 = \sum_1^4 \overline{P}_1 = P_0\left[\frac{1}{(1-\varkappa)^2} - \frac{1}{(1+\varkappa)^2}\right] \ кГ. \qquad (17)$$

Жесткость $j_м$ несущих масляных клиньев многовкладышного подшипника может быть определена по формуле

$$j_м = \frac{P}{e} \ кГ/мк. \qquad (18)$$

При работе станка вхолостую или с очень малыми нагрузками, когда внешней нагружающей силой можно пренебречь, т. е. когда внешняя нагрузка, действующая на подшипник, равна нулю, несущая способность многовкладышного подшипника равна также нулю. Однако в этом случае каждый из вкладышей нагружен силой P_1, а масляные несущие клинья обладают заранее заданной жесткостью, определяемой величиной диаметрального зазора.

Указанное свойство многовкладышного подшипника резко отличает его от подшипника — втулки, у которого в случае, когда вал занимает центральное положение (при отсутствии внешней нагрузки), несущая способность и жесткость масляного слоя также равны нулю.

Определение контактной жесткости $j_к$ опорных поверхностей сегментов. В многоклиновых подшипниках — втулках вкладыши (втулки) имеют большую площадь контакта со стенками

посадочного отверстия и плотно запрессовываются в корпусы. Поэтому контактные деформации посадочных поверхностей в этом случае незначительны и практически не влияют на жесткость подшипникового узла.

В многоклиновых сегментных подшипниках контакт сегментов с опорными поверхностями корпуса бабки осуществляется либо по образующей цилиндра, либо по сферическим поверхностям. В этих случаях площадь контакта весьма ограничена и жесткость опорных поверхностей существенно влияет на суммарную жесткость подшипникового узла. Жесткость контакта опорных сегментов с корпусом может быть найдена решением уравнений Герца — Беляева или Штаермана для соответствующих поверхностей с учетом их контактной податливости.

Жесткость сферических поверхностей опорных поверхностей сегментов подшипников типа ЛОН-34 (ЭНИМС) может быть подсчитана по формуле

$$j_k = \frac{10}{16}\frac{d_c^2}{\kappa}\ \kappa Г/мк, \qquad (19)$$

где d_c — диаметр опорной полусферы в *см*; κ — коэффициент контактной податливости в $см^2мк/кГ$.

При практических расчетах для притертых поверхностей следует принимать $\kappa = 0{,}05\ см^2мк/кГ$.

Основным путем повышения жесткости подшипников с самоустанавливающимися опорными сегментами является повышение жесткости контакта сегментов с опорными поверхностями. В частности, в подшипниках типа ЛОН-34 (ЭНИМС) последнее осуществляется выполнением сфер возможно большего радиуса и повышением качества взаимной притирки опорных сферических поверхностей.

Контактная жесткость стыка упругого основания подшипника типа ЛОН-58 (ЭНИМС) с корпусом шпиндельной бабки определяется по формуле

$$j_{ка} = \frac{F_{ка}}{\kappa_a}, \qquad (20)$$

где $F_{ка}$ — эффективная площадь контактирующих поверхностей в $см^2$; κ_a — коэффициент контактной податливости в $см^2мк/кГ$. Значение коэффициента κ_a целесообразно принимать равным $0{,}075\ см^2мк/кГ$,

$$F_{ка} = 2C_1C_2. \qquad (21)$$

Значения C_1 и C_2 см. на рис. 27.

Определение жесткости упругого основания (втулки). Радиальная жесткость втулок и опорных сегментов подшипников обычно чрезвычайно велика и практически не влияет на общую радиальную жесткость опоры. В специальных подшипниках, в которых основание выполнено упругим, жесткость основания может быть

соизмерима или даже быть меньше жесткости несущего масляного слоя и определять суммарную жесткость опоры.

В частности, в подшипниках типа ЛОН-58 (ЭНИМС) жесткость упруго-деформируемого основания определяется жесткостью ножек (перемычек), соединяющих опорные сегменты с основанием, и жесткостью стенок основания.

Жесткость j_y упругого основания подшипника ЛОН-58(ЭНИМС) определяется по формуле

$$\frac{1}{j_y} = \frac{1}{j_н} + \frac{1}{j_a}, \qquad (22)$$

где $j_н$ — жесткость ножки в $кГ/мк$; j_a — жесткость стенок упругого основания в $кГ/мк$;

$$j_н = 10^{-3}\frac{EF_н}{l_н}\ кГ/мк; \qquad (23)$$

$$j_a = 2\cdot 10^{-3}\frac{EF_a}{l_a\cos\beta}\ кГ/мк, \qquad (24)$$

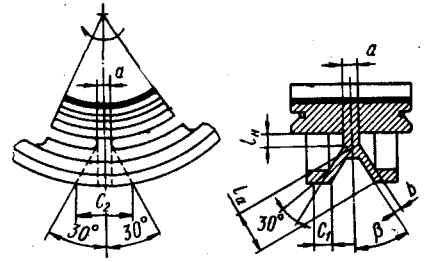


Рис. 27. Схема к расчету жесткости подшипника с арочным основанием

где E — модуль упругости в $кГ/мм^2$; $l_н$ и l_a — длина упругой ножки и стенок упругого арочного основания соответственно в *мм*; $F_н$ и F_a — площади поперечного сечения упругой ножки и стенок упругого основания соответственно в $мм^2$ (рис. 27):

$$F_н = a^2\ мм^2; \quad F_a = 2(a + l_a\sin\beta)b\ мм^2,$$

где a — размеры поперечного сечения ножки в *мм*; b — толщина стенки арочного основания в *мм*.

Определение потерь на трение

Механические потери в шпиндельных опорах могут быть разделены на потери: в несущих масляных слоях; от трения шеек шпинделя о масло в ненагруженной зоне; на трение в уплотнениях.

Потери на трение в несущем масляном слое могут быть найдены, если силу трения T_1, действующую на каждом из опорных сегментов, уподобляемом пластине конечной длины (см. рис. 26), выразить в виде уравнения [31]:

$$T_1 = \int_{x_0}^{x_1}\int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} \tau\, dx\, dz = \mu v B\int_{x_0}^{x_1}\frac{dx}{h} + \frac{3}{2}C_L\frac{AL}{B}\int_{x_0}^{x_1}\frac{\partial h}{\partial x}\,\omega_e\, dx, \qquad (25)$$

где τ — касательные напряжения сдвига в несущем масляном слое сегмента, x и z — координаты несущего слоя в направлении движения и перпендикулярно движению;

$$\omega_e = \frac{(x_1 - x)(x - x_0)}{x^2(x_0 + x_1)}; \quad A = \frac{6\mu v}{\alpha^2}.$$

Подставляя в уравнение (25) значения h и α, интегрируя и преобразовывая, получим

$$T=\frac{\mu vBL}{c(1+\varkappa\cos\theta)}C_f, \tag{26}$$

где

$$C_f=\left[\ln a+2C_L\left(\ln a-2\frac{a-1}{a+1}\right)\right]\left[\frac{0{,}5-\frac{a}{a^2-1}\ln a}{\ln a-2\frac{a-1}{a+1}}\right]. \tag{27}$$

Мощность трения N_1 и теплообразование Q_1 в несущем слое сегмента могут быть определены по формулам:

$$N_1=\frac{T_1 v}{A_N}; \tag{28}$$

$$Q_1=\frac{T_1 v}{A_Q}, \tag{29}$$

где A_N и A_Q — соответственно механические эквиваленты работы и тепла.

Подставив в уравнения (26) и (27) значения $a = 2{,}2$ и применив принятые в станкостроении размерности входящих в него величин, после преобразований получим удобные для практических расчетов формулы:

$$N_1=5{,}45\cdot10^{-11}\frac{\mu n^2D^2BLC_f}{\Delta(1+\varkappa\cos\theta)}\ квт; \tag{30}$$

$$Q_1=47\cdot10^{-9}\frac{\mu n^2D^2BLC_f}{\Delta(1+\varkappa\cos\theta)}\ ккал/ч; \tag{31}$$

$$C_f=1{,}0+0{,}1C_L;\quad C_L=\frac{1{,}25}{1+\left(\frac{B}{L}\right)^2},$$

где μ — динамическая вязкость масла в *спз*; n — число оборотов шпинделя в минуту; D — диаметр шейки шпинделя в *см*; B — длина дуги рабочей поверхности опорного сегмента (вкладыша) в *см*; L — длина опорного сегмента вдоль оси шпинделя в *см*; Δ — диаметральный зазор в *мк*.

Мощность трения и теплообразование Q в опоре определяются по формулам:

$$N=N_1z\ квт; \tag{32}$$

$$Q=Q_1z\ ккал/ч, \tag{33}$$

где z — число несущих клиньев в подшипнике.

В связи с тем, что потери холостого хода в шпиндельных подшипниках значительно превосходят нагрузочные потери, при определении N_1 и Q_1 целесообразно принять $1+\chi\cos\theta=1$.

При проектировании подшипников необходимо знать оптимальные условия их работы, при которых мощность трения, а следовательно, и нагрев подшипника наименьшие.

Уравнение (26) в данном случае неудобно для анализа, так как оно не содержит независимых переменных, определяющих параметры несущего масляного клина. Для облегчения анализа преобразуем уравнение, введя в него независимую переменную — величину зазора на выходе, исключив одновременно для простоты коэффициент, учитывающий боковое истечение:

$$T'_\infty=\frac{\mu vBL}{h_0}\cdot\frac{1}{a-1}\left[4\ln a-\frac{6(a-1)}{a+1}\right]. \tag{34}$$

Однако и в этом случае уравнение не позволяет определить оптимальное значение a.

Воспользуемся для анализа уравнения коэффициентом трения f подшипника, подставив в него значения T'_∞ и P'_∞ из уравнений (13) и (34), получим

$$f=\frac{T'_\infty}{P'_\infty}. \tag{35}$$

Анализ уравнения (35) показывает, что наименьшее значение соответствует $a = 2{,}55$. Учитывая, что более важным фактором, определяющим качество подшипника, является его надежность, для практических целей более рационально принимать $a = 2{,}2$, что обеспечивает подшипнику наибольшую грузоподъемность, практически, при малых потерях.

Потери от трения шеек шпинделя в ненагруженной зоне могут быть найдены по уравнению напряжения сил трения на шейке шпинделя, вращающегося в масляной ванне, заключенной в цилиндрический резервуар:

$$\tau=\frac{2\mu r_2^2\omega}{r_2^2-r_1^2}, \tag{36}$$

где r_2 — внутренний радиус наружного невращающегося цилиндра; r_1 — наружный радиус внутреннего вращающегося цилиндра.

После соответствующих преобразований пересчета напряжения сил трения τ на мощность $N_н$ трения и приведения величин к принятым в станкостроении размерностям уравнение (36) принимает вид

$$N_н=0{,}136\cdot10^{-12}\frac{\mu n^2r_2^2r_1^2L_н}{r_2^2-r_1^2}\cdot\frac{x}{360}\ квт, \tag{37}$$

где $N_н$ — потери на трение в ненагруженной зоне в *квт*; n — число оборотов шпинделя в минуту; r_1 и r_2 — радиусы шейки шпинделя и расточки корпуса в *см*; $L_н$ — длина ненагруженной зоны в *см*; x — длина дуги охвата шейки вала ненагруженной зоной в градусах.

Потери на трение в щелевых уплотнениях, применяемых в подшипниках ЛОН-34, ЛОН-58 (ЭНИМС) и др., определяются по формуле Н. П. Петрова:

$$M=2\pi l\mu\frac{r^2\omega}{\delta}, \tag{38}$$

где M — момент трения; l — длина уплотнения; r — радиус вала; ω — угловая скорость; δ — радиальный зазор.

После преобразований и приведения величин к принятой в станкостроении размерности получаем формулу, удобную для определения мощности трения в щелевых уплотнениях:

$$N_y = 0{,}17 \cdot 10^{-9} \mu l D^3 \frac{n^2}{\Delta} \; квт, \qquad (39)$$

где N_y — потери на трение в уплотнениях в *квт*; D — диаметр шейки шпинделя в *см*; n — число оборотов шпинделя в минуту; Δ — диаметральный зазор в *мк*; l — длина уплотнения (уплотняющей щели) в *см*.

Тепловой расчет

Тепловой расчет многоклинового гидродинамического подшипника производят для определения температуры несущих масляных слоев, температуры масла, выходящего из подшипника, и количества масла, подлежащего прокачиванию через подшипник для обеспечения требуемой температуры выходящего масла или корпуса подшипника (шпиндельной бабки станка).

Излагаемый метод расчета средней температуры несущих масляных слоев основывается на решении уравнения теплового баланса несущего слоя. Этот метод позволяет учитывать теплообразование в подшипнике и условия отвода тепла в окружающую среду и протекающее масло в зависимости от режимов работы и конструктивных параметров подшипника.

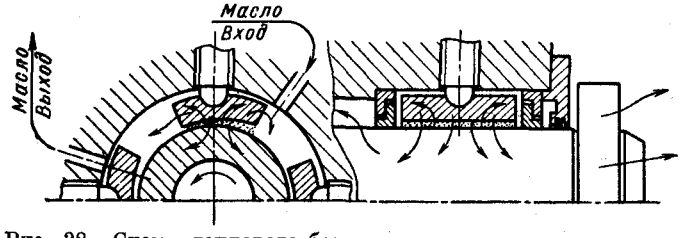


Рис. 28. Схема теплового баланса несущего масляного слоя многоклинового подшипника

Тепловой расчет многоклинового подшипника основывается на следующих основных допущениях. Нагрев несущих масляных слоев происходит в результате теплообразования в этих же слоях вследствие имеющегося взаимного трения масляных частиц. Из несущих масляных слоев тепло отводится в результате теплопередачи в шейку шпинделя (вала), во вкладыши и уносится маслом, прокачиваемым через несущие слои (клинья) (рис. 28). Вал отдает тепло маслу, протекающему через ненагруженную зону подшипника (между вкладышами) и своими наружными поверхностями —

окружающей среде. Вкладыши отдают тепло маслу, омывающему их ненагруженные поверхности. Тепло, отданное валом и вкладышами маслу в ненагруженной зоне подшипника, и тепло, образовавшееся в ненагруженной зоне, уносятся маслом, прокачиваемым через ненагруженную зону (через подшипник).

Уравнение теплового баланса несущих масляных слоев многоклинового подшипника в общем случае может быть написано в следующем виде:

$$Q = Q_n + Q_в + Q_м, \qquad (40)$$

где Q — теплообразование во всех несущих масляных клиньях подшипника в *ккал/ч*; $Q_в$ — тепло, отводимое валом, в *ккал/ч*; Q_n — тепло, отводимое вкладышами, в *ккал/ч*; $Q_м$ — тепло, уносимое из несущих масляных клиньев маслом, прокачиваемым через зону давления, в *ккал/ч*.

Рассмотрим каждый из членов уравнения в отдельности.

Теплообразование Q в несущих масляных клиньях подшипника определяется по формуле

$$Q = 860 N_1 z \; ккал/ч, \qquad (41)$$

где z — число вкладышей (число несущих масляных клиньев); N_1 — потери на трение в каждом из вкладышей в *квт*.

Тепло Q_n, отводимое вкладышами. Тепло поступает во вкладыш из несущего масляного слоя через его рабочую поверхность (см. рис. 28) и отдается его ненагруженными поверхностями в масло, протекающее через ненагруженную зону подшипника и омывающее вкладыш. Теплоотводом в корпус подшипника через места контакта вкладышей и опорных штырей в связи с малостью площадей контакта можно пренебречь.

Количество тепла Q'_n, поступающего во вкладыши подшипника через несущие поверхности:

$$Q'_n = \alpha_{м1} S_1 z \, (\vartheta_м - \vartheta_n) \; ккал/ч, \qquad (42)$$

где $\alpha_{м1}$ — коэффициент теплоотдачи масляного слоя несущей поверхности вкладыша в *ккал/(м² · ч · град)*; S_1 — площадь несущей поверхности вкладыша в *м²*; z — число вкладышей; $\vartheta_м$ — средняя температура масла несущего слоя в *град*; ϑ_n — температура несущей поверхности вкладыша в *град*.

Количество тепла Q''_n, передаваемого вкладышами-сегментами в масло, омывающее их наружные поверхности, определяется, если каждый вкладыш рассматривать как стержень конечной длины (равной толщине вкладыша), на одном конце которого (на несущей поверхности) поддерживается постоянная температура ϑ_n, а с его боковых (ненагруженных) поверхностей происходит теплообмен со средой (маслом) постоянной температуры.

Количество тепла, передаваемого при этих условиях через вкладыши-стержни, определяется уравнением

$$Q_n'' = m_1\lambda_1 S \frac{B_2 + \text{th}\,(m_1 l_1)}{1 + B_2\,\text{th}\,(m_1 l_1)} (\vartheta_n - \vartheta_{ср})\, z \;\; ккал/ч; \qquad (43)$$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_{м2} U_1}{\lambda_1 S_1}}; \quad B_2 = \frac{\alpha_{м2}}{m_1\lambda_1},$$

где λ_1 — коэффициент теплопроводности материала вкладыша в *ккал/(м · ч · град)*; $\alpha_{м2}$ — коэффициент теплоотдачи ненагруженных поверхностей вкладыша маслу в *ккал/(м² · ч · град)*; l_1 — толщина вкладыша в *м*; $\vartheta_{ср}$ — средняя температура масла в ненагруженной зоне в *град*; $U_1 = 2\,(B + L)$ — периметр боковых поверхностей вкладыша в *м*; S — площадь поперечного сечения вкладыша в *м²* (принимается равной площади несущей поверхности вкладыша).

Решая совместно уравнения (43) и (44) относительно $Q_n = Q_n' = Q_n''$, получим общее количество тепла Q_n, отводимого вкладышами из несущего масляного слоя подшипника:

$$Q_n = k_n (\vartheta_м - \vartheta_{ср}); \qquad (44)$$

$$\frac{1}{k_n} = \frac{1}{\alpha_{м1} S_1 z} + \frac{1}{m_1\lambda_1 S_1 \dfrac{B_2 + \text{th}\,(m_1 l_1)}{1 + B_2\,\text{th}\,(m_1 l_1)}\, z}.$$

В промышленности находят широкое применение подшипники с биметаллическими вкладышами и вкладышами, несущие поверхности которых имеют пластмассовые покрытия в виде пленок или накладок. Металлические антифрикционные слои имеют высокую теплопроводность и не нарушают теплового режима несущего масляного слоя. В то же время покрытия из пластмасс или полимеров имеют очень низкую теплопроводность и поэтому резко ухудшают условия теплоотдачи несущего масляного слоя во вкладыши. При прочих равных условиях температура несущего масляного слоя в этом случае существенно повышается.

Влияние пластмассового (или из иного материала) слоя толщиной δ_n и теплопроводностью λ_n, нанесенного на несущую поверхность вкладыша, на температуру несущего масляного слоя может быть учтено расчетным путем.

Количество тепла Q_{nn}', поступающего во вкладыши из несущего масляного слоя при наличии пластмассового покрытия:

$$Q_{nn}' = \alpha_{м1} S_1 z\, (\vartheta_м - \vartheta_{nn}) \;\; ккал/ч, \qquad (45)$$

где ϑ_{nn} — температура на поверхности пластмассового слоя в *град*.

Количество тепла Q_{nn}', проходящего в тело вкладышей через пластмассовое покрытие:

$$Q_{nn}'' = \frac{\lambda_n}{\delta_n} (\vartheta_{nn} - \vartheta_n)\, S_1 z \;\; ккал/ч, \qquad (46)$$

где λ_n — коэффициент теплопроводности материала пластмассового покрытия в *ккал/(м · ч · град)*; δ_n — толщина пластмассового покрытия в *м*; ϑ_n — средняя температура вкладыша.

Количество тепла Q_{nn}'', отводимого вкладышами в масло, определяется уравнением (44).

Решая совместно уравнения (46), (47) и (44) относительно $Q_{nn} = Q_{nn}' = Q_{nn}''$, получим

$$Q_{nn} = k_{nn} (\vartheta_м - \vartheta_{ср}) \;\; ккал/ч; \qquad (47)$$

$$\frac{1}{k_{nn}} = \frac{1}{\alpha_{м1} S_1 z} + \frac{\delta_n}{\lambda_n S_1 z} + \frac{1}{m_1\lambda_1 S_1 \dfrac{B_2 + \text{th}\,(m_1 l_1)}{1 + B_2\,\text{th}\,(m_1 l_1)}\, z}.$$

Тепло $Q_в$, отводимое валом. Часть тепла, образующегося в несущих масляных слоях подшипника, в результате теплопередачи поступает из несущего слоя в шейку шпинделя и затем отводится в масло, омывающее шейку шпинделя (при его протекании через ненагруженную зону), и, распространяясь далее по всему телу шпинделя, передается его наружными поверхностями в окружающую среду и в сопрягаемые детали.

Количество тепла $Q_в'$, поступающего в шейку шпинделя из несущего слоя:

$$Q_в' = \alpha_{м1} S_1 (\vartheta_м - \vartheta_в)\, z \;\; ккал/ч, \qquad (48)$$

где ϑ — средняя температура шейки вала.

Тепло $Q_{вн}''$, отводимое маслом, омывающим вал в ненагруженной зоне:

$$Q_{вн}'' = \alpha_{м3} S_3 (\vartheta_в - \vartheta_{ср}) \;\; ккал/ч, \qquad (49)$$

где $\alpha_{м3}$ — коэффициент теплоотдачи шейки вала маслу в ненагруженной зоне в *ккал/м² · ч · град*; S_3 — площадь шейки вала, смываемая маслом в ненагруженной зоне, в *м²*.

Тепло $Q_в''$, отводимое телом шпинделя в окружающую среду, может быть определено, если участки шпинделя, выходящие за пределы подшипника, рассматривать как стержни конечной или бесконечной длины. Практически большинство шпинделей металлорежущих станков, имея с одной стороны шпиндельной опоры планшайбу или патрон, а с другой — ряд зубчатых колес или шкивы, достаточно точно соответствует граничным условиям вала бесконечной длины. В этом случае количество тепла, отводимое шпинделем в окружающую среду, определяется выражением

$$Q_в'' = 2\sqrt{\alpha_2\lambda_2 U_2 F_2}\cdot\vartheta_в = M_1\vartheta_в \;\; ккал/ч; \qquad (50)$$

$$M_1 = 2\sqrt{\alpha_2\lambda_2 U_2 F_2},$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи вала в окружающую среду (см. рис. 23) в *ккал/(м² · ч · град)*; λ_2 — коэффициент теплопроводности вала в *ккал/(м · ч · град)*; U_2 — периметр теплоотдающей

поверхности вала в *м*; F_2 — площадь поперечного сечения шейки вала в $м^2$; ϑ_2 — средняя температура шейки шпинделя в *град*.

Решая совместно уравнения (49), (50) и (51) относительно $Q_в = Q'_в = (Q''_{вн} + Q''_в)$, получим

$$Q_в = \vartheta_м K_в - \vartheta_{ср} K_в M_2; \qquad (51)$$

$$\frac{1}{K_в} = \frac{1}{\alpha_{м3} S_3 + M_1} + \frac{1}{\alpha_{м1} S_1 z};$$

$$M_2 = \frac{\alpha_{м3} S_3}{\alpha_{м3} S_3 + M_1}.$$

Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{м1}$ нагруженной $\alpha_{м2}$ и ненагруженной $\alpha_{м3}$ зон подшипника определяют решением уравнений теплоотдачи вынужденного ламинарного потока жидкости в трубах и каналах так же, как это сделано для аналогичных коэффициентов, входящих в уравнения теплового расчета одноклиновых подшипников (см. 115).

В частности, значения коэффициента $\alpha_{м1}$ теплоотдачи в нагруженной зоне определяются по формуле

$$\alpha_{м1} = 3{,}88 B_1 \frac{V^{0,2}}{\Delta^{0,5}} \; ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град), \qquad (52)$$

где B_1 — коэффициент, учитывающий физические свойства масел (см. табл. 5); v — окружная скорость шейки вала в *м/сек*; Δ — диаметральный зазор в *м*.

Значения $\alpha_{м1}$, подсчитанные по данной формуле для различных масел при $\Delta = 0{,}01$ *мм*, приведены на рис. 24, для остальных значений Δ указанные $\alpha_{м1}$ пересчитывают по формуле

$$\alpha_{м1} = \alpha_{01} \sqrt{\frac{0{,}01}{\Delta_р}}, \qquad (53)$$

где $\Delta_р$ — расчетный диаметральный зазор в *мм*; α_{01} — коэффициент теплоотдачи при $\Delta = 0{,}01$ *мм* в $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град)$.

Коэффициент теплоотдачи ненагруженных поверхностей вкладыша и шпинделя может быть определен по уравнениям теплоотдачи при вынужденном движении жидкости вдоль плоской стенки (плиты). Однако практически этими уравнениями пользоваться трудно, так как скорость движения жидкости около поверхностей вкладыша, как правило, неизвестна.

Для практических расчетов можно принять, что коэффициент теплоотдачи $\alpha_{м3}$ ненагруженных поверхностей вала равен коэффициенту теплоотдачи $\alpha_{м1}$ нагруженных поверхностей. Значения коэффициента теплоотдачи ненагруженных наружных поверхностей вкладыша, учитывая интенсивное турбулентное движение масла в ненагруженной зоне вследствие вращения вала и интенсивной прокачки масла, следует брать в 1,5—2 раза больше, чем при теплоотдаче поверхностей при свободном конвективном движении жидкости (масла) вдоль вертикальной стенки при наличии

турбулентного потока. Численное значение указанного коэффициента для практических расчетов может быть принято равным $\alpha_{м2} = 300 \div 450$ $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$.

Количество тепла, уносимого маслом, прокачиваемым через нагруженные зоны вкладышей, определяется уравнением

$$Q_м = c\gamma V (\vartheta_м - \vartheta_{ср}) z \; ккал/ч, \qquad (54)$$

где V — объем масла, прокачиваемого через рабочую зону каждого вкладыша, в *л/ч*; $\vartheta_{ср}$ — средняя температура масла в ненагруженной зоне в *град*; c — теплоемкость масла в $ккал/кГ \cdot град$; γ — удельный вес масла в *кг/л*.

Определение температуры несущего масляного слоя. Имея значения составляющих уравнения теплового баланса масляного слоя подшипника, подставляем их в уравнение (40) и решаем его относительно температуры $\vartheta_м$ несущего масляного слоя:

$$\vartheta_м = \frac{Q + (K_п + K_в M_2)\,\vartheta_{ср} + c\gamma V \vartheta_{ср} z}{K_п + K_в + c\gamma V z} \; град. \qquad (55)$$

Для практических целей объемом масла V в ряде случаев можно пренебречь (количество тепла, уносимого маслом, прокачиваемым через несущий слой, составляет примерно 10% от общего образовавшегося тепла) и тогда формула (55) принимает вид

$$\vartheta_м = \frac{Q + (K_п + K_в M_2)\,\vartheta_{ср}}{K_п + K_в} \; град. \qquad (56)$$

Значение средней температуры $\vartheta_{ср}$ масла в ненагруженной зоне подшипника *может быть найдено, если учесть, что при* стационарном тепловом состоянии подшипника подавляющая часть тепла, образующегося в многоклиновом подшипнике, отводится маслом, прокачиваемым через ненагруженную зону. В случае применения искусственного охлаждения прокачиваемого масла или кондиционирования его температуры практически все тепло, образующееся в шпиндельном подшипнике, отводится маслом. Исходя из этого средняя избыточная температура $\vartheta_{ср}$ масла в ненагруженной зоне многоклинового подшипника может быть найдена по формуле

$$\vartheta_{ср} = \frac{Q + Q_н}{c\gamma V_н} + \vartheta_{вх} \; град, \qquad (57)$$

где Q — теплообразование в несущих масляных клиньях в *ккал/ч*; $Q_н$ — теплообразование в ненагруженной зоне подшипника вследствие трения ненагруженных участков шпинделя о масло в *ккал/ч*; $V_н$ — объем масла, прокачиваемого через ненагруженную зону, в *л/ч*; $\vartheta_{вх}$ — избыточная температура масла, подаваемого в

подшипник, в *град*. Практически величину $Q_н$ следует учитывать в высокооборотных шпиндельных опорах ($v > 25$ *м/сек*), в которых значение $Q_н$ делается соизмеримым со значением Q.

Расчет несущей способности упорных подшипников

Упорный гидродинамический подшипник является многоклиновым подшипником. Его несущая способность равна сумме несущих способностей отдельных масляных клиньев, образующихся на его рабочих поверхностях.

Для нахождения несущей способности масляного клина рассмотрим сечение рабочей поверхности подшипника в направлении вращения опорной пяты (рис. 29). Обычно рабочая поверхность опорного подшипника состоит из двух участков: наклонного участка *II* и примыкающего к нему плоского участка *I*. Плоский участок необходим для восприятия осевых сил, действующих в опоре при невращающемся или медленно вращающемся шпинделе. При наличии относительного движения двух взаимно наклонных поверхностей в масляном слое на участке *II* образуется повышенное давление, создающее несущую способность масляного слоя. Это давление распространяется и на участок *I*. Величина указанного давления и несущая способность слоя могут быть найдены решением уравнения Рейнольдса (1), дающего распределение давления в плоском потоке неограниченной ширины.

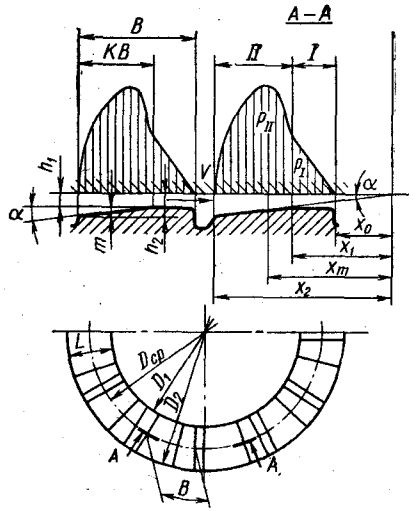


Рис. 29. Схема к расчету упорных многоклиновых подшипников

Интегрирование уравнения в пределах указанных участков при граничных условиях:

для участка *I* ($h = \text{const}$) при $x = x_0$ $P = 0$; при $x = x_1$ $P = P_{I-II}$;

для участка *II* ($h = \alpha x$) при $x = x_2$ $P = 0$; при $x = x_1$ $P = P_{I-II}$

дает распределение давлений вдоль рабочей поверхности. После соответствующих преобразований получаем

$$P_1^{\infty} = A_I W_I; \tag{58}$$

$$P_2^{\infty} = A_{II} W_{II}, \tag{59}$$

где A_I и A_{II} — коэффициенты, независящие от координаты x; W_I и W_{II} — функции координаты x.

$$A_I = \frac{6\mu v l k^2}{x_1 \alpha^2 [2(1-k)x_2^3 + k x_1 (x_2 + x_1)]};$$

$$W_I = x - x_0;$$

$$A_{II} = \frac{6\mu v}{\alpha^2};$$

$$W_{II} = \frac{(x - x_1)(x_2 - x)}{x^2 (x_1 + x_2)} + \frac{l^2 k^2 (1-k)(x_2^2 - x^2)}{[2(1-k)x_2^3 + k x_1 (x_2 - x_1)](x_2^3 - x_1^3)x^2}.$$

Несущая способность масляного слоя рабочих участков без учета бокового истечения

$$P_{\infty} = \int_{x_0}^{x_1} P_1^{\infty}\, dx + \int_{x_1}^{x_2} P_{II}^{\infty}\, dx. \tag{60}$$

Несущая способность P_1 масляного слоя на рабочем участке подшипника с учетом бокового истечения может быть найдена, если воспользоваться решением проф. Шибеля и принять, что давление в слое в направлении, перпендикулярном направлению движения, распределяется по квадратной параболе

$$P_1 = \frac{2}{3} P_{\infty} L C_L; \quad C_L = \frac{1{,}25}{1 + \left(\frac{KB}{L}\right)^2}, \tag{61}$$

где L — ширина рабочего участка в направлении, перпендикулярном движению; B — длина рабочего участка в направлении вращения. После соответствующих решений и преобразований и введения принятых в станкостроении размерностей получим

$$P_1 = 3{,}58 \cdot 10^{-2} \frac{\mu n D_{cp} B^2 L}{h_1^2} C_p C_L; \tag{62}$$

$$C_p = \frac{6k}{a+1}\left\{\frac{k}{a-1}\left[\ln a - \frac{2(a-1)}{a+1} + \frac{(a+1)(1-k)[k+0{,}5(a-1)(1-k)]}{2(1-k)a^2 + k(a+1)}\right]\right\}. \tag{63}$$

Здесь n — число оборотов шпинделя в минуту; D_{cp} — средний диаметр упорного подшипника (см. рис. 29) в *см*; B — длина рабочего участка одного несущего клина в направлении вращения в *см*; L — ширина опорной пяты в *см*; h_1 — минимальный зазор в подшипнике в *мк*; k — отношение наклонной части рабочего участка ко всей длине рабочего участка.

Для практических расчетов значения C_p приводятся на рис. 30. Наибольшей несущей способностью масляный слой подшипника

обладает в том случае, если отношение длины kB наклонного участка к длине B всего рабочего участка равно 0,8.

Для каждого значения k коэффициент C_p имеет наибольшую величину при $a = h_2 : h_1 = \frac{m+h_1}{h_1} = 2{,}2$ (см. рис. 30), поэтому глубину m клинообразующих скосов нужно брать равной $m = 1{,}2\ h_1$.

Суммарная несущая способность упорного подшипника, имеющего z несущих масляных клиньев:

$$P = P_1 z \ \kappa Г. \qquad (64)$$

Жесткость j упорного подшипника

$$j = \frac{P}{h_0 - h_1} \ \kappa Г/мк, \qquad (65)$$

где h_0 и h_1 — минимальный зазор в упорном подшипнике в *мк* при $P = 0$ и соответственно $P = P_1$.

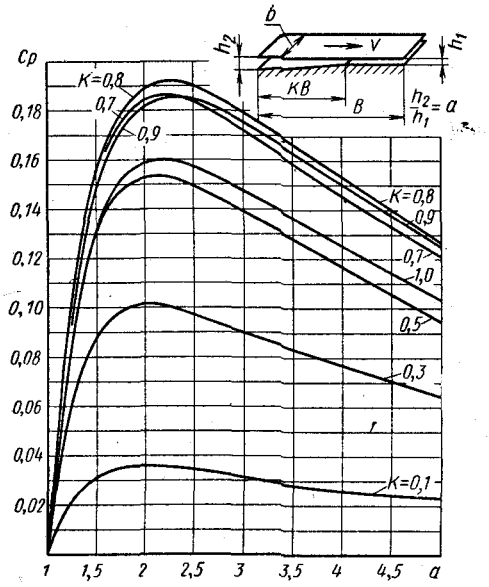


Рис. 30. Значения коэффициента c_p для упорных подшипников

Потери на трение в несущих масляных слоях упорного подшипника могут быть найдены, если силу трения T_1, действующую на каждой из рабочих поверхностей, принять равной силе трения, действующей на плоской наклонной пластине *конечной длины, и выразить* ее в виде уравнения (25). Замена действительной формы рабочей поверхности плоской дает погрешность в расчетах не более 10% и в практических расчетах ею можно пренебречь.

Интегрирование и преобразование уравнения (25) дает формулу потерь на трение в несущих масляных клиньях упорного подшипника:

$$N = 1{,}83 \cdot 10^{-12} \frac{\mu n^2 D_{cp} B L z}{h_1} C_f \ квт; \qquad (66)$$

$$C_f = 1{,}0 + 0{,}1 C_L,$$

где B — длина дуги несущего клина по его среднему диаметру в *см*; L — ширина опорного сектора в *см*; D — средний диаметр опорных секторов в *см*; h_1 — минимальный зазор между несущими поверхностями в *мк*; z — число несущих клиньев.

ВЫБОР ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ И РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ МНОГОКЛИНОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Выбор типа подшипника. Из многочисленных конструкций многоклиновых гидродинамических подшипников в опорах шпинделей прецизионных и отделочных станков наиболее целесообразно

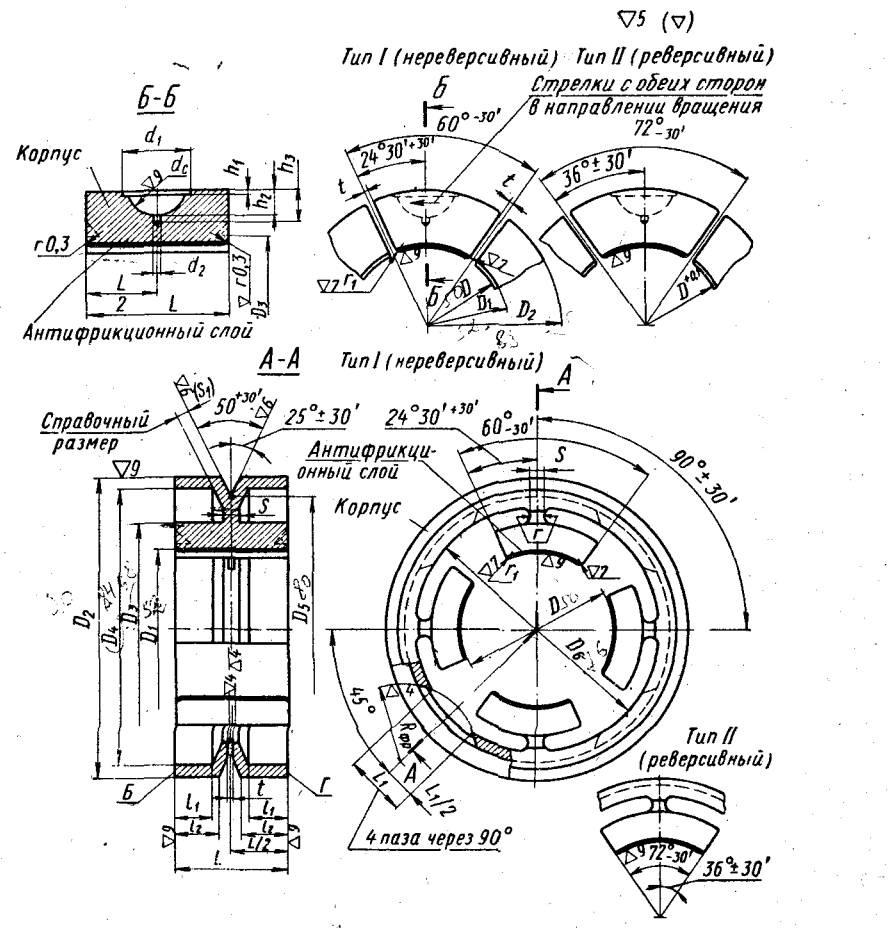


Рис. 31. Конструктивные параметры подшипников ЭНИМС типа ЛОН-34 (*а*) и ЛОН-58 (*б*) (исполнительные размеры см. в табл. 9 и 10)

применение подшипников типа ЛОН-34 и ЛОН-58, приводимых на рис. 14 и 15. Рекомендуемые конструктивные параметры этих подшипников даны на рис. 31 и в табл. 9 и 10.

В тех случаях, когда по каким-либо конструктивным соображениям эти подшипники не могут быть применены, возможно применение подшипников типа Фильматик или типа Окума.

Таблица 9

Основные исполнительные размеры сегментов подшипников (в *мм*) типа ЛОН-34

D	D_1	D_2	L	d_c	d_1	d_2	h_1	h_2	l	r_1
30	32	53	22	10	12	2	1	4,5	1,5	1,0
35	37	58	25							
40	42	68	30	14	18	3	2	7	1,5	1,5
45	47	73	35							
50	52	83	38							
55	57	88	42							
60	62	93	45							
65	68	103	50	20	24	4	2	9	1,5	1,5
70	73	108	55							
75	78	113	58							
80	83	118	62							
90	93	133	70	26	30	6	2,5	12,5	2	2
100	103	148	75							
110	113	158	80							
120	123	168	90							
130	134	183	100							
140	144	198	110	30	35	8	3	15	2	2
150	154	208	115							

Примечание. Размер D выполняется с допусками по классу А, сопрягаемая шейка вала — по Х или Д.

Подшипники типа ЛОН-34 обеспечивают высокую жесткость шпиндельного узла, стабильное положение оси шпинделя и надежную работу в режиме жидкостного трения в интервале скоростей от 0,05 до 60 *м/сек*.

Эти подшипники наиболее целесообразно применять в шлифовальных станках всех классов точности в опорах шпинделей шлифовальных кругов, а в бесцентрово-шлифовальных станках — и в опорах шпинделя ведущего круга.

Подшипники позволяют при сборке регулировать положение оси шпинделя относительно базовых поверхностей (направляющих станины). Технологически эти подшипники наиболее просты.

Таблица 10

Основные исполнительные размеры подшипников (в *мм*) типа ЛОН-58 (ЭНИМС)

D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	L	l_1	l_2	S	S_1	L_1	$R_{фр}$	r	t
30	32	62	44	57	53	49	22	5,8	8,3	4	2,5	10	20	1,25	2
35	37	72	50	67	63	56	25	8,2	10,0					1,5	
40	42	80	56	74	70	64	30	10,2	12,1	4,5	3			2	
45	47	85	62	79	75	70	35	12,7	14,7						
50	52	90	68	84	80	76	38	13,7	16,2	5,0	3,5	15	30		3
55	57	100	75	94	90	83	42	15,5	18,1	5,5					
60	62	110	80	102	96	90	45	15,6	18,3	6	4			2,5	
65	68	120	86	110	104	96	50	17,8	20,5		4,5				
70	73	125	94	115	110	104	55	20,1	23,3	7	5	20	40		4
75	78	130	100	120	115	110	58	21,5	24,8	7,5					
80	83	140	106	130	124	118	62	23,3	26,6					3	
90	93	160	120	148	142	132	70	27,1	29,9	—		25			
100	103	180	135	166	160	151	75	28,5	31,4	8	5,5			4	
110	113	200	150	184	178	166	82	31,4	34,7	8,5	6	30	50		
120	123	215	165	198	190	181	90	35,3	38	9					

Подшипник ЛОН-58 по своим рабочим характеристикам аналогичен подшипнику ЛОН-34. Однако его конструктивные особенности (подшипник выполнен в виде одной детали и регулировка диаметрального зазора в опоре осуществляется осевым сжатием подшипника) обеспечивают в ряде случаев лучшие эксплуатационные показатели. Кроме того, подшипник ЛОН-58 позволяет точно сохранить заданное положение оси шпинделя относительно осей сопрягаемых валов или базовых поверхностей. Подшипник несколько сложнее технологически, чем подшипник ЛОН-34, и требует точного соблюдения размеров и формы посадочного отверстия в корпусной детали. Подшипник ЛОН-58 наиболее целесообразно применять в опорах шпинделей изделий особо точных токарных, внутришлифовальных, расточных и других станков.

Жидкостное трение в подшипнике и необходимая жесткость опоры могут быть обеспечены только при правильном выборе всех расчетных, конструктивных и технологических параметров.

Диаметр шейки шпинделя D выбирают, исходя из расчетов шпинделя на жесткость (величины допускаемых упругих

деформаций) и анализа соответствующих конструктивных параметров и эксплуатационных данных существующего парка станков.

Длину дуги охвата сегмента B и его ширину L вдоль оси шпинделя выбирают из условий обеспечения наибольшей несущей способности масляного слоя при наименьших потерях на трение. В шлифовальных станках наиболее целесообразно применение коротких подшипников с $L = (0{,}5 \div 0{,}75)\,D$; в прецизионных токарных и расточных станках — сегментов с $L = (0{,}75 \div 0{,}9)\,D$.

Применение сегментов большей длины нецелесообразно, так как в этом случае из-за имеющихся макро- и микронеровностей рабочих поверхностей сегментов и неизбежного коробления сегментов вследствие остаточных и температурных напряжений для надежной работы подшипника потребуется увеличение монтажного и рабочего зазоров. Поэтому увеличение длины L вкладыша более $(0{,}8 \div 0{,}9)\,D$ не вызовет пропорционального увеличения несущей способности и жесткости подшипника. В то же время потери на трение в подшипнике возрастут пропорционально длине сегментов.

Длину дуги охвата сегмента принимают $B = (0{,}65 \div 0{,}85)\,L$ при угле охвата шейки шпинделя $\beta = 50 \div 70°$. Минимальные потери на трение на сегменте будут при соотношении $B{:}L = 0{,}6$; однако в этом случае при некачественном изготовлении опорных сегментов возможно их перекашивание во время работы и нарушение жидкостного трения.

Диаметральный рабочий (расчетный) зазор[1] Δ выбирают, исходя из минимального зазора h_0 на выходной кромке сегмента $\Delta \approx 3h_0$.

Величину минимального зазора h_0 в подшипниках, работающих с малыми и средними скоростями скольжения (до 8—10 *м/сек*), выбирают, исходя из того, чтобы между рабочими поверхностями шейки вала и вкладыша не было взаимного соприкасания. Величина h_0 зависит от погрешностей формы и чистоты обработки рабочих поверхностей вала и вкладыша. При чистоте обработки $\nabla 9$—$\nabla 10$ можно принять: для $D = 30 \div 50$ *мм* $h_0 = 3 \div 5$ *мк*; для $D = 50 \div 100$ *мм* $h_0 = 5 \div 10$ *мк* и для $D = 100 \div 150$ *мм* $h_0 = 10 \div 15$ *мк*.

Монтажный диаметральный зазор $\Delta_м$ в подшипнике назначают с учетом контактной податливости опор сегментов. При жесткости опор сегментов примерно 15—20 *кГ/м* возможна установка зазора $\Delta_м = 0{,}001 \div 0{,}002$ *мм*; необходимый рабочий зазор $\Delta = 0{,}01 \div 0{,}02$ *мм* устанавливается самопроизвольно при пуске шпинделя

[1] В шпиндельном подшипнике следует различать: а) начальный диаметральный зазор $\Delta_т$, т. е. зазор, который определяется как разность диаметров расточенных сегментов и шейки шпинделя; б) монтажный диаметральный зазор $\Delta_м$, т. е. зазор, который образуется в подшипнике после монтажа его деталей в корпусе передней бабки; в) рабочий (он же расчетный) диаметральный зазор Δ, т. е. зазор, который устанавливается в работающем подшипнике в результате температурных деформаций деталей подшипника и корпуса шпиндельной бабки.

вследствие упругого контактного деформирования опор сегментов. При большей жесткости опор монтажный зазор $\Delta_м$ назначается с учетом температурного расширения ΔD шейки шпинделя:

$$\Delta D = \varepsilon \vartheta D \ мм; \tag{67}$$

$$\Delta_м = \Delta + \Delta D = 3h_0 + \Delta D, \tag{68}$$

где ε — коэффициент линейного расширения материала шейки шпинделя в $1/град$; ϑ — избыточная температура шейки шпинделя в *град*.

В подшипниках, работающих с большими скоростями скольжения (больше 10—12 *м/сек*), величину h_0 и толщину несущего масляного слоя выбирают, исходя из того, чтобы температура несущего слоя не превосходила некоторой предельной величины, при которой масло теряет свои смазочные свойства. Для индустриальных масел эта температура не должна превышать 120—140° С. Ориентировочно зависимость средней температуры $\vartheta_м$ несущего масляного *слоя от скорости приведена на* рис. 32. Точное значение $\vartheta_м$ находят с помощью специальных расчетов, методика которых приведена в соответствующих разделах.

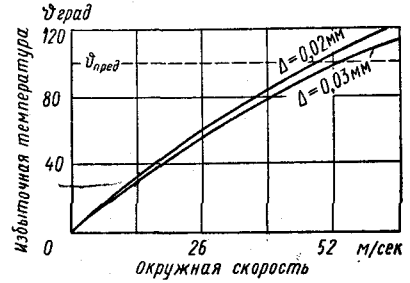


Рис. 32. Изменение температуры несущего масляного слоя в зависимости от скорости скольжения и диаметрального зазора (масло марки Л велосит)

Положение точки опоры самоустанавливающегося сегмента или упругой ножки опорного сектора должно обеспечивать строго определенные величины зазоров на входной h_1 и на выходной h_0 кромках вкладыша и отсутствие кромочных давлений.

Оптимальное отношение зазоров практически обеспечивается соответствующим размещением опор вкладыша относительно длины вкладыша. Координата точки опоры вкладыша определяется уравнением (9). Для практических целей более удобно положение опоры отсчитывать от одного из торцов вкладыша: входного или выходного. Примем в качестве базы выходной торец вкладыша и, воспользовавшись уравнением (9) и рис. 26, напишем уравнение координаты опоры вкладыша:

$$b_0 = x_n - x_0 = B\left[\frac{0{,}5 - \dfrac{a}{a^2-1}\ln a}{\ln a - 2\dfrac{a-1}{a+1}} - \frac{1}{a-1}\right]. \tag{69}$$

Подставив в уравнение (69) полученные ранее оптимальные значения $a = 2{,}2$, получим

$$b_0 = 0{,}42B. \tag{70}$$

Допуск на размер b_0 при изготовлении назначают в сторону увеличения и берут ориентировочно равным 0,01 B. Последнее может быть объяснено тем, что в приведенных расчетах не учитывалась переменность вязкости масла по длине подшипника и конечность его длины, что должно в реальном подшипнике несколько уменьшить отношение $a = h_1 : h_0$ при заданном положении точки опоры. Экспериментально наибольшая грузоподъемность самоустанавливающегося плоского подшипника конечной длины соответствует отношению $h_1 : h_0 \approx 2{,}0$ [1].

Наибольшей грузоподъемностью обладают подшипники скольжения, у которых опорные сегменты имеют возможность самоустановки не только в направлении скольжения, но и вдоль их оси. В этих подшипниках обеспечивается надежное жидкостное трение и отсутствие кромочных давлений, вызываемых изменением взаимного углового положения рабочих поверхностей вала и сегментов, вследствие упругих деформаций вала и несоосности расточек. Указанная полная самоустановка сегментов обеспечивается заменой линейного контакта образующей спинки сегмента и корпуса точечным. Опору с точечным контактом выполняют в виде специального опорного штыря со сферической опорной пятой или упругого элемента и располагают посредине длины L опорного сегмента.

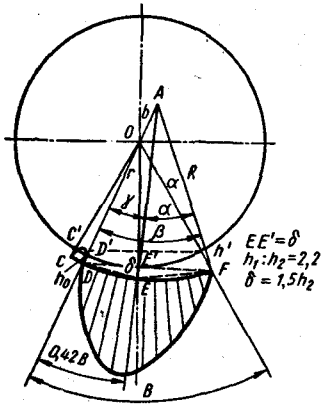


Рис. 33. Схема к определению диаметров расточки рабочих поверхностей реверсивных подшипников типов ЛОН-34 и ЛОН-58

Если необходимо обеспечить работу подшипника с самоустанавливающимися вкладышами (или опорными сегментами) в условиях реверса, то точка опоры вкладышей должна быть расположена симметрично относительно входной и выходной кромок (рис. 33). Для этого радиус расточки рабочих поверхностей подбирают так, чтобы зазор h_0 в точке минимального зазора и зазор h_1 на выходной кромке имели соотношение $h : h_0 = 2{,}2$, т. е. соотношение, обеспечивающее образование несущего масляного слоя наибольшей жесткости, как это принято и в нереверсивных вкладышах. При этом предполагается, что обрыв несущего масляного слоя во вкладыше происходит в точке минимального зазора, находящейся между точкой опоры и выходной кромкой вкладыша. Диффузор, образующийся за этой точкой между рабочими поверхностями вала и вкладыша, при изменении направления вращения шпинделя автоматически укорачивает длину рабочей дуги вкладыша на выходном участке, делая ее несимметричной относительно входного участка. Это создает условия необходимого поворота

вкладыша на опорной сфере (или упругой ножке) для образования оптимального несущего слоя. Необходимая величина радиуса расточки реверсивного самоустанавливающегося вкладыша может быть найдена из геометрических построений, приводимых на рис. 33, в частности из решений косоугольного треугольника OAE.

Для практических целей значения диаметров отверстия для реверсивных вкладышей с углом охвата $\beta = 60°$ приведены в табл. 11.

Таблица 11

Диаметры отверстий рабочих поверхностей реверсивных вкладышей подшипников типов ЛОН-34 и ЛОН-58

$d_{ном}$ в *мм*	Диаметр отверстия D в *мм* при Δ в *мм*		
	0,01	0,02	0,03
40	40,08	40,16	40,26
60	60,08	60,16	60,26
80	80,08	80,16	80,26
100	100,08	100,16	100,26
120	120,08	120,16	120,26

Диаметр опорных сфер d_c выбирают, исходя из необходимой контактной жесткости опоры. Целесообразно d_c принимать наибольшим, конструктивно размещающимся в теле вкладыша (см. табл. 9). Сферы попарно тщательно притираются.

Масла для смазки шпиндельных узлов. В шпиндельных опорах прецизионных и отделочных станков теплообразование должно быть минимальным. Это позволяет работать с малыми диаметральными зазорами, уменьшить нагрев и температурные деформации базовых деталей и иметь стабильную геометрическую точность станка. Исходя из этого в шпиндельных опорах прецизионных станков, как правило, следует применять маловязкие масла (см. табл. 2). Предпочтительными для шпиндельных опор являются масла марок Л (велосит), имеющее кинематическую вязкость при 50° С $\nu_{50} = 4{,}0 \div 5{,}0$ *сст*, и масла марки Т (вазелиновое), имеющие кинематическую вязкость при 50° С $\nu_{50} = 5{,}1 \div 8{,}5$ *сст*.

При проведении расчетов коэффициент динамической вязкости выбирают, исходя из предварительно выбранной марки масла и ориентировочно предполагаемой рабочей температуры подшипника, которую после расчета несущей способности и жесткости подшипника проверяют тепловым расчетом (в случае большого расхождения предварительно заданной температуры масла и полученной расчетом предварительно заданная температура корректируется и производится перерасчет).

Вязкость масел в значительной степени зависит от температуры. Необходимая для расчетов вязкость может быть получена из

номограммы, приведенной на рис. 5. Температурная характеристика на указанной номограмме построена по вязкости, экспериментально полученной для нескольких температур. Пересечение полученной прямой с линиями сетки номограммы дает возможность определить вязкость масла при требуемых температурах.

Смазка подшипников должна быть принудительной от специальной масляной системы. Масло должно подаваться в подшипник в количестве не менее 1—2 *л* в минуту под давлением в 0,1—0,5 *кГ/см²*, обеспечивающим заполнение масляной ванны и исключающим подсос воздуха в рабочую зону вкладышей. Перед поступлением в подшипник масло надо тщательно фильтровать фильтрами тонкой очистки, удерживающими твердые частицы размером больше 2—3 *мк* в поперечнике.

Капельная и фитильная смазка шпиндельных подшипников скольжения совершенно недопустима, так как вследствие резкого ухудшения условий охлаждения подшипников их несущие масляные слои будут перегреваться и подшипник не сможет работать со скоростями скольжения более 2—3 *м/сек*. Кроме того, подсос воздуха в несущие слои приводит к нарушению стабильности положения вращающегося шпинделя и он начинает совершать беспорядочные движения в пределах диаметрального зазора. Это резко повышает шероховатость обрабатываемых поверхностей.

Степень фильтрации определяет износ рабочих поверхностей опорных сегментов и шеек шпинделя и долговечность подшипника. Износ подшипников в период пуска и останова шпинделя во много раз меньше образивного износа, так как при пуске и тем более при остановке шпиндель вращается на масляной пленке. На рис. 34 приведены траектории движения шпинделя шлифовального станка с $D = 60$ *мм* в период пуска и останова. В период пуска после некоторого рывка, создаваемого приводным ремнем, шпиндель уже в начале первого оборота всплывает на масляной пленке. Что же касается периода останова шпинделя, то до последнего момента он вращается на масляной пленке. И уже после полного останова шпинделя через несколько секунд эта масляная пленка частично выжимается и шпиндель под действием собственного веса опускается на вкладыши. При этом между шейкой шпинделя и вкладышем остается масляная пленка, толщина которой зависит от вязкости масла, размеров вкладышей и удельных давлений в подшипнике при неработающем шпинделе. Практически толщина этой пленки исчисляется от нескольких десятых долей микрона до нескольких микронов.

В прецизионных и высокоскоростных станках с целью снижения температуры подшипников иногда бывает необходимо охлаждать масло. Охлаждение масла и стабилизация его температуры должны осуществляться с помощью холодильных установок (фреоновых, аммиачных и др.) или воздушно-масляных радиаторов. Охлаждение масла в станках с помощью водяных холодильников

не рекомендуется вследствие переменной температуры охлаждающей воды, больших габаритов водяных радиаторов, необходимости устройства водяных коммуникаций и большого расхода и стоимости воды.

Шероховатость рабочих поверхностей шейки шпинделя и вкладыша (поверхностей трения) существенно влияет на жесткость и несущую способность подшипника. Чем выше класс чистоты трущихся поверхностей, тем меньше значение величины минимально допустимого зазора h_0 и больше несущая способность и жесткость несущего масляного слоя. Поэтому чистота рабочих поверхностей вкладышей в станках нормальной точности должна быть не ниже

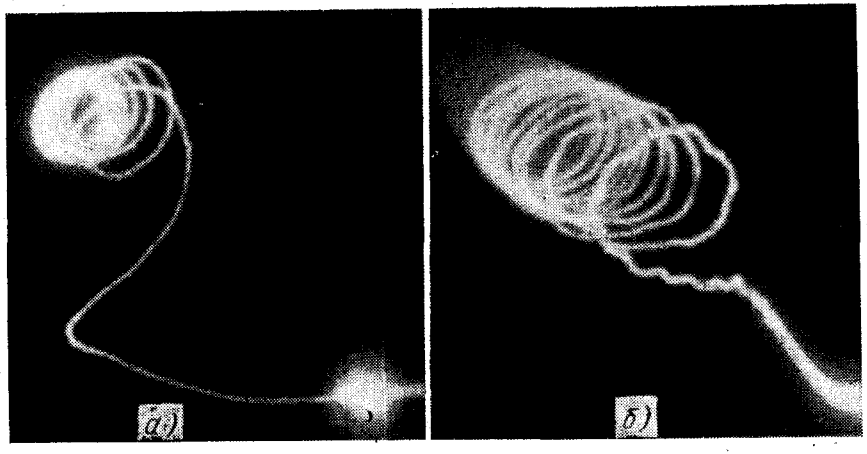


Рис. 34. Траектории движения шпинделя шлифовального станка в период пуска (*а*) и останова (*б*); диаметр шпинделя $D = 60$ *мм*, $n = 1500$ *об/мин*, $\mu = 4{,}1$ *спз* (диаметр кольцевой траектории ≈ 1 *мк*)

$\nabla 9$, в высокоточных станках $\nabla 10$; шеек шпинделей — не ниже $\nabla 11$—$\nabla 12$ соответственно. Для достижения указанной чистоты поверхностей трения вкладыши должны тщательно растачиваться, шабрение рабочих поверхностей должно быть полностью исключено. Входная и выходная кромки должны скругляться радиусом, равным 1—2 *мм*, и иметь высокий класс чистоты поверхности.

Антифрикционные материалы. Надежность и долговечность прецизионных и отделочных станков, как правило, зависит от шпиндельного узла; поэтому подшипники должны выполняться из высококачественных антифрикционных материалов.

С целью повышения контактной жесткости опорных поверхностей сегментов и вкладышей, экономии цветных металлов и повышения долговечности подшипников сегменты и вкладыши целесообразнее выполнять биметаллическими: тело вкладыша из стали

и тонкий антифрикционный слой на рабочей поверхности — из высококачественных бронз и баббитов.

Толщина антифрикционного слоя — 1—2 *мм*. Увеличение толщины атифрикционных покрытий ведет к появлению усталостного износа поверхностных слоев. В качестве антифрикционных материалов рекомендуется применять бронзы марок Бр. ОС-8-14; Бр. ОС-10-10; Бр. СуН7-2 и Бр. С-30 и баббиты марок Б83; БН16; БС2 и др. Для менее точных станков, работающих с относительно большими диаметральными зазорами, возможно применение бронзы марки Бр. ОЦС-6-6-3.

Применение высокооловянистого баббита марки Б83 можно рекомендовать только в высокоскоростных шпинделях, работающих со скоростями скольжения более 20—25 *м/сек*.

ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

Общие сведения. Основные особенности

Гидростатический подшипник (рис. 35, *а*) представляет собой систему, состоящую из собственно подшипника, насоса и дросселирующих устройств. Масло от насоса под давлением $p_н$ подводится через дроссели к несущим карманам. При приложении

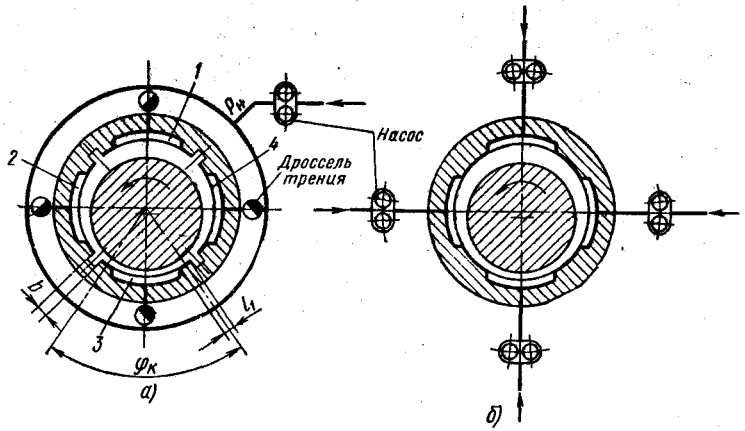


Рис. 35. Схемы гидростатических подшипников:

а — с дросселями трения и с истечением масла в осевом и тангенциальном направлениях; *б* — с подачей масла в каждый карман от отдельного насоса (схема с постоянным расходом масла) и с истечением в осевом направлении

внешней нагрузки шейка вала занимает эксцентричное положение. В результате разницы в условиях истечения масла из несущих карманов и наличия сопротивлений на входе масла в каждый из карманов давление в карманах изменяется так, что результирующая давлений воспринимает внешнюю приложенную нагрузку.

Возможна схема гидростатического подшипника без дросселирующего устройства (рис. 35, *б*). В этом случае масло к каждому карману подводится от отдельного насоса. Эта система называется системой с постоянным расходом масла. Система обеспечивает большую жесткость и несущую способность подшипника по сравнению с дроссельной, однако она значительно дороже и менее удобна в эксплуатации.

Истечение масла из карманов возможно либо по всем направлениям — вдоль оси подшипника и в боковом направлении перпендикулярно цилиндрической образующей (рис. 36), либо только в осевом направлении (рис. 37).

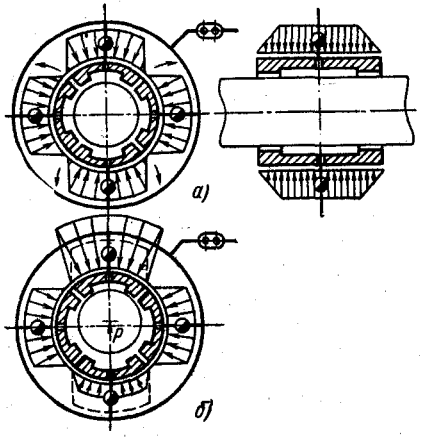


Рис. 36. Схема гидростатического подшипника с тангенциальным и осевым отводом масла:

а — ненагруженный; *б* — нагруженный

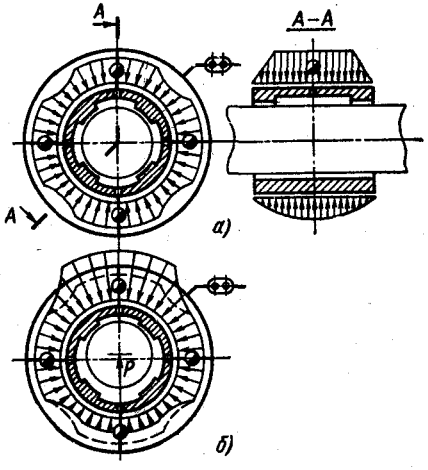


Рис. 37. Схема гидростатического подшипника с осевым отводом масла:

а — ненагруженный; *б* — нагруженный

Масло, вытекающее в боковом направлении, отводится с помощью специальных каналов, выполненных симметрично относительно карманов вдоль оси подшипника. Первая схема при одинаковых параметрах подшипников обеспечивает несколько бóльшую жесткость подшипника при бóльшем расходе масла. Вторая схема обеспечивает меньший расход масла, однако при меньшей стабильности положения оси вращающегося шпинделя.

Подшипники, выполненные по первой схеме, имеют большее применение в шпиндельных опорах металлорежущих станков, так как они наиболее полно обеспечивают требования, предъявляемые к шпиндельным подшипникам.

Наряду с гидростатическими подшипниками, в которых втулка подшипника и несущие масляные карманы полностью охватывают шейку шпинделя или вала, возможно применение гидро-

статических подшипников, в которых несущие карманы не охватывают вал со всех сторон (рис. 38). Такие подшипники называются незамкнутыми подшипниками и применяются в качестве люнетов, подпорок и т. д. Эти подшипники могут быть в ряде случаев использованы совместно с замкнутыми подшипниками для облегчения условий работы тяжелонагруженных подшипников.

Особенностью незамкнутых подшипников является то, что их жесткость изменяется от нуля до максимума по мере возрастания величины внешней приложенной нагрузки от нуля до соответствующего номинала.

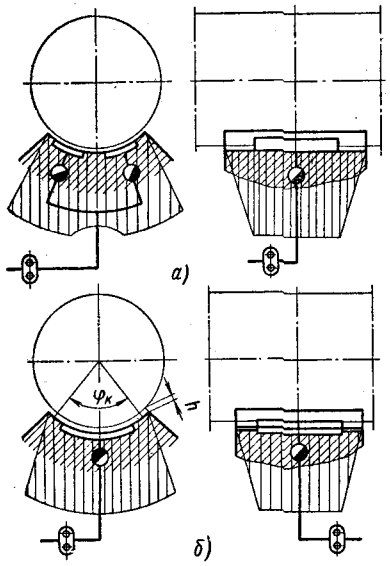


Рис. 38. Схема гидростатических незамкнутых подшипников с карманами:

а — с двумя независимыми; *б* — с одним

Схема гидростатического упорного подшипника, служащего для восприятия осевых сил, приведена на рис. 39. В данном случае несущие карманы выполнены в виде кольцевых канавок, масло к которым подводится от насоса через соответствующие дроссели. Возможно выполнение на опорных поверхностях и нескольких карманов, питаемых через независимые дроссели.

Гидростатические подшипники обеспечивают жидкостное трение практически при любых скоростях скольжения, в том числе и при взаимно неподвижных рабочих поверхностях.

В настоящее время в гидростатических подшипниках применяют следующие типы дросселирующих устройств (рис. 40): дроссели трения, выполненные в виде капилляров заданной длины; дроссели щелевого типа (жиклеры); дроссели с диафрагмой; регуляторы расхода. Тип дросселирующего устройства обеспечивает подшипнику определенные конструктивные и эксплуатационные свойства.

Капиллярный дроссель обеспечивает независимость несущей способности и жесткости подшипника от температуры масла; высокое демпфирование в системе подшипника и стабильное положение оси вращающегося шпинделя. Жесткость подшипника с капиллярным дросселем несколько ниже, чем с дросселем в виде диафрагмы или регуляторами расхода. Капиллярный дроссель прост конструктивно и технологически позволяет компенсировать погрешности изготовления подшипника, неприхотлив в эксплуатации. Его применение наиболее целесообразно в прецизионных станках.

Дроссели с диафрагмой и регуляторы обеспечивают большую жесткость подшипника. Применение их в шпиндельных узлах с числами оборотов шпинделей, меняющихся в широком диапазоне и в высокооборотных, затруднено вследствие того, что они обладают меньшим демпфированием по сравнению с капиллярными дросселями и система шпиндель — подшипник — дроссель — насос может оказаться неустойчивой. Дроссели этих типов наиболее

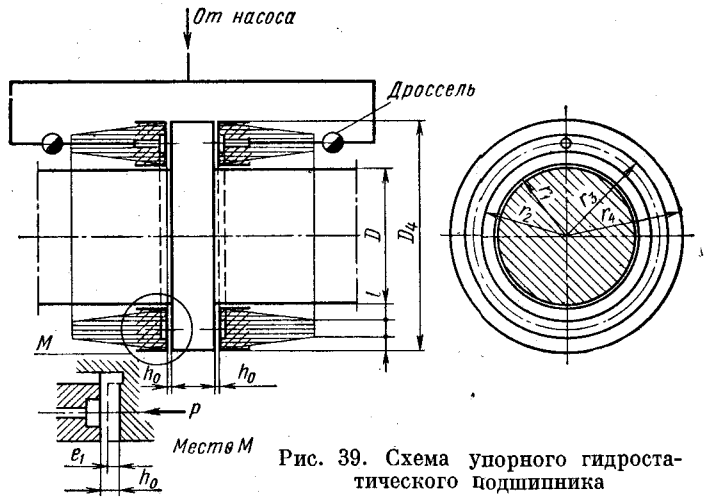


Рис. 39. Схема упорного гидростатического подшипника

целесообразно применять в тяжелонагруженных относительно тихоходных шпиндельных узлах.

Число несущих карманов в гидростатических подшипниках может быть различным (но не менее трех). В металлорежущих станках наибольшее применение находят подшипники с четырьмя несущими карманами, так как они в большей степени снижают влияние технологических погрешностей шеек шпинделя на стабильность положения оси вращения шпинделя и в то же время обеспечивают высокую жесткость подшипника.

Следует отметить некоторые особенности гидростатических подшипников, проявляющиеся в процессе работы. При включении насоса и создании давления в маслоподводящей сети шпиндель всплывает на масляной подушке и занимает положение, определяемое настройкой дросселей. Обычно стремятся как можно точнее совместить ось шпинделя с осью втулки. Наличие относительно толстой и жесткой масляной пленки приводит к тому, что при неподвижном шпинделе в момент начала движения момент трения в подшипнике равен нулю.

В начале вращения шпинделя его ось начинает менять свое положение относительно оси втулки. На рис. 41 показаны траектории движения контрольной оправки, установленной эксцентрично ($e = 1 \div 2$ *мк*) на фланце шпинделя токарного станка с гидростатическими опорами, в различные периоды вращения и в период

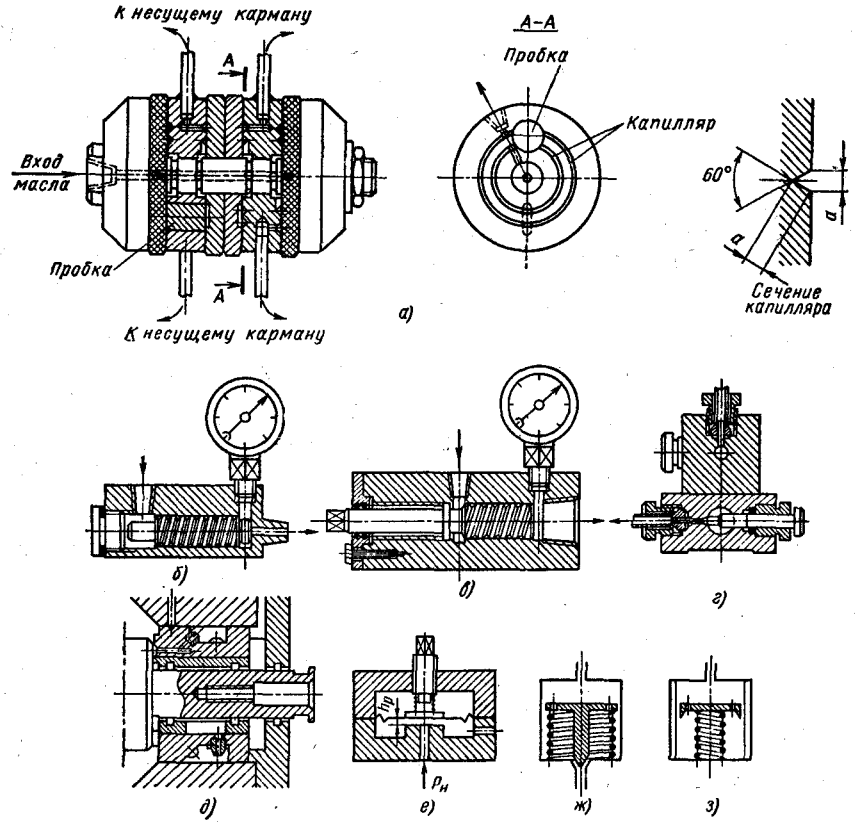


Рис. 40. Схемы дросселей, применяемых в гидростатических подшипниках:

а — плоский с замкнутыми кольцевыми каналами, регулируемый; *б* — с винтовым каналом, не регулируемый; *в* — с винтовым каналом, регулируемый; *г* — игольчатый, регулируемый; *д* — щелевого типа, не регулируемый; *е* и *ж* — регуляторы расхода (диафрагменный и щелевой)

останова. В период начала вращения ось шпинделя движется по спирали от периферии к центру до тех пор, пока шпиндель не займет устойчивого положения. Этот процесс (ложное биение) происходит в течение первых 15—20 оборотов шпинделя и внешне проявляется постепенным уменьшением величины радиального биения его оси. Так, например, осциллограмма на рис. 41, *а* соответствует уменьшению величины биения оправки с 6 до 4 *мк*.

После останова ось шпинделя постепенно смещается в сторону, возвращаясь в свое начальное положение. Величина ложного биения шпинделя и размеры спирали зависят от точности установки шпинделя в опорах: чем точнее установка, тем меньше величина ложного биения в период разгона.

При изменении чисел оборотов шпинделя обязательно изменяется на несколько микронов положение его оси относительно первоначального (рис. 42). Это объясняется изменением условий истечения масла из карманов и перераспределением давлений в несущих карманах.

Процесс перераспределения давлений в период разгона шпинделя может быть представлен в следующем виде. Практически шпиндель устанавливается во втулке с некоторым эксцентрисите-

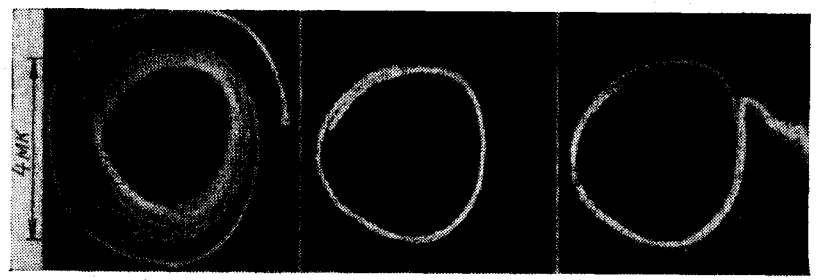


Рис. 41. Траектория движения оси шпинделя в гидростатическом подшипнике в периоды разгона (*а*), установившегося движения (*б*) и после останова (*в*); $n_{щп} = 0 \div 20$ *об/мин*; $\Delta = 0{,}033$ *мм*

том, а шейки шпинделя всегда имеют некоторую эллиптичность, поэтому зазор в подшипнике имеет несимметричную форму. При вращении шпинделя угловое положение несимметричности зазора изменяется синхронно с изменением положения вала (шпинделя) и условия истечения масла из каждого кармана непрерывно изменяются, повторяясь через один оборот. Вследствие этого непрерывно изменяется давление в карманах и результирующая этих давлений создает силу, направление которой изменяется синхронно вращению вала. Эта сила смещает вал от центра подшипника. Спустя некоторое время после начала вращения расход масла из карманов осредняется и постепенно устанавливается некоторое среднее давление. Одновременно уменьшается величина равнодействующей гидростатических сил и соответственно этому — величины эксцентриситета и радиального биения шпинделя.

Ложное биение шпинделя можно практически устранить точной его установкой в опорах. Избежать изменения положения оси шпинделя при изменении его чисел оборотов нельзя; можно лишь увеличить или уменьшить величину смещения шпинделя соответствующим выбором величины диаметрального зазора. Процесс

смещения оси очевиден, если рассмотреть схему на рис. 35. При наличии эксцентриситета в подшипнике (неизбежен при приложении к валу внешней нагрузки) зазор в карманах подшипника будет либо диффузорным, либо конфузорным. При вращении вала гидродинамические силы изменяют характер истечения масла из карманов: в случае диффузорного зазора увеличивают истечение и уменьшают давление в карманах, а при конфузорном зазоре уменьшают истечение и увеличивают давление. Так, применительно

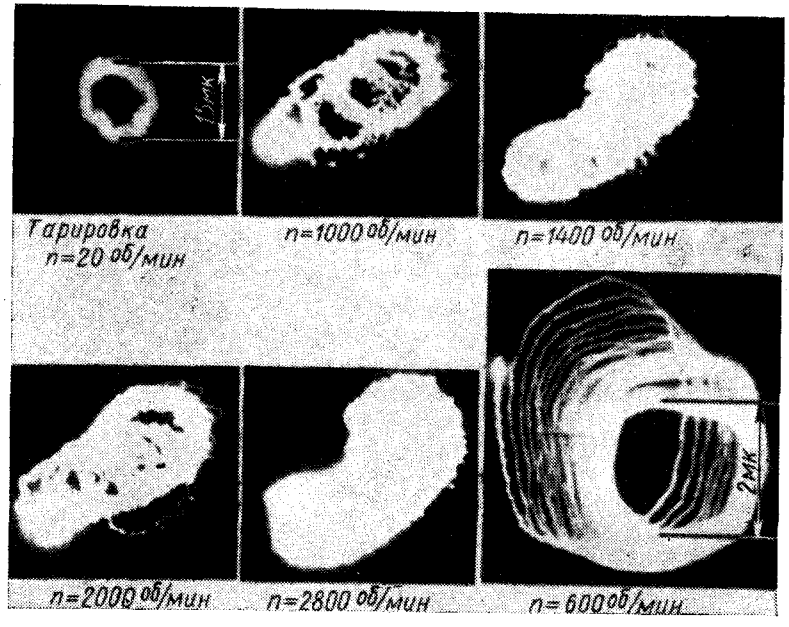


Рис. 42. Изменение положения оси шпинделя в гидростатическом подшипнике при изменении числа оборотов ($\Delta = 0{,}033$ *мм*)

к схеме рис. 35 давление в кармане *2* будет возрастать, а в кармане *4* — падать. Возникшая вследствие этого сила будет перемещать шпиндель в направлении кармана *4*. Аналогичные явления будут происходить и в карманах *3* и *1*. В результате этого при изменении числа оборотов шпинделя его положение относительно первоначального непременно изменится. Осциллограмма на рис. 41 показывает, что при установившейся скорости шпинделя контрольная оправка движется по траектории, мало отличающейся от окружности. Линии, очерчивающие траекторию, плавны и имеют малую размытость. Это означает, что ось вращающегося шпинделя занимает во втулке гидростатического подшипника строго определенное стабильное положение. (Точность формы шарика контрольной

оправки, использованной в экспериментах, находилась в пределах 0,2—0,3 *мк* и определяла точность приводимых измерений).

Результаты измерений точности геометрической формы латунных образцов, полученных на станке с этим же шпинделем, показывают (рис. 43), что величина диаметрального зазора существенно влияет на круглость обработанных деталей, на стабильность положения оси шпинделя. С увеличением диаметрального зазора некруглость образцов резко уменьшается в основном за счет уменьшения волнистости.

Измерение давления масла в несущих карманах подшипников показало, что при вращении шпинделя в карманах подшипника возникают значительные колебания давления масла. Обычно при стабильном положении шпинделя частота изменения давлений совпадает с частотой вращения шпинделя, а амплитуды сдвинуты в противоположных карманах на половину периода. При малых диаметральных зазорах при определенных режимах работы частота изменения давлений в карманах делается равной половине частоты вращения шпинделя. Именно на этом числе оборотов обработанные детали имеют наибольшую волнистость (некруглость). Если при стабильном положении шпинделя некруглость обработанных образцов не превышала 0,4—0,5 *мк*, то при неустойчивом режиме некруглость увеличилась за счет волнистости до 2 *мк*.

Колебания давлений в карманах с частотой вращения шпинделя объясняются тем, что из-за погрешностей изготовления шеек шпинделя и его динамической неуравновешенности геометрическая и физическая оси шпинделя не совпадают. В результате геометрическая ось шпинделя вращается вокруг физической со скоростью вращения шпинделя. Внешне это проявляется радиальным биением шпинделя, равным удвоенному эксцентриситету указанных осей.

Колебания давления с частотой, равной половине частоты вращения вала, являются признаком существования полускоростного микровихря при данном режиме работы шпинделя. В гидростатических подшипниках такой вихрь не может развиться до величин, при которых подшипник теряет несущую способность, как это имеет место в аэро- и гидродинамических подшипниках. Возникший вихрь частично гасится силами гидростатического давления. Величина критической скорости $n_{кр}$, при которой возникает полускоростной вихрь, зависит от величины радиального зазора Δ, массы вала, радиальной нагрузки и других факторов. Как показали эксперименты, в гидростатических подшипниках с увеличением Δ величина $n_{кр}$ возрастает.

Увеличение радиальной нагрузки на шпиндель вызывает увеличение эксцентриситета, что повышает критическую скорость вала, т. е. область образования полускоростного вихря сдвигается в зону более высоких скоростей. Повысить устойчивость вращения шпинделя можно также увеличением давления масла в несущих карманах.

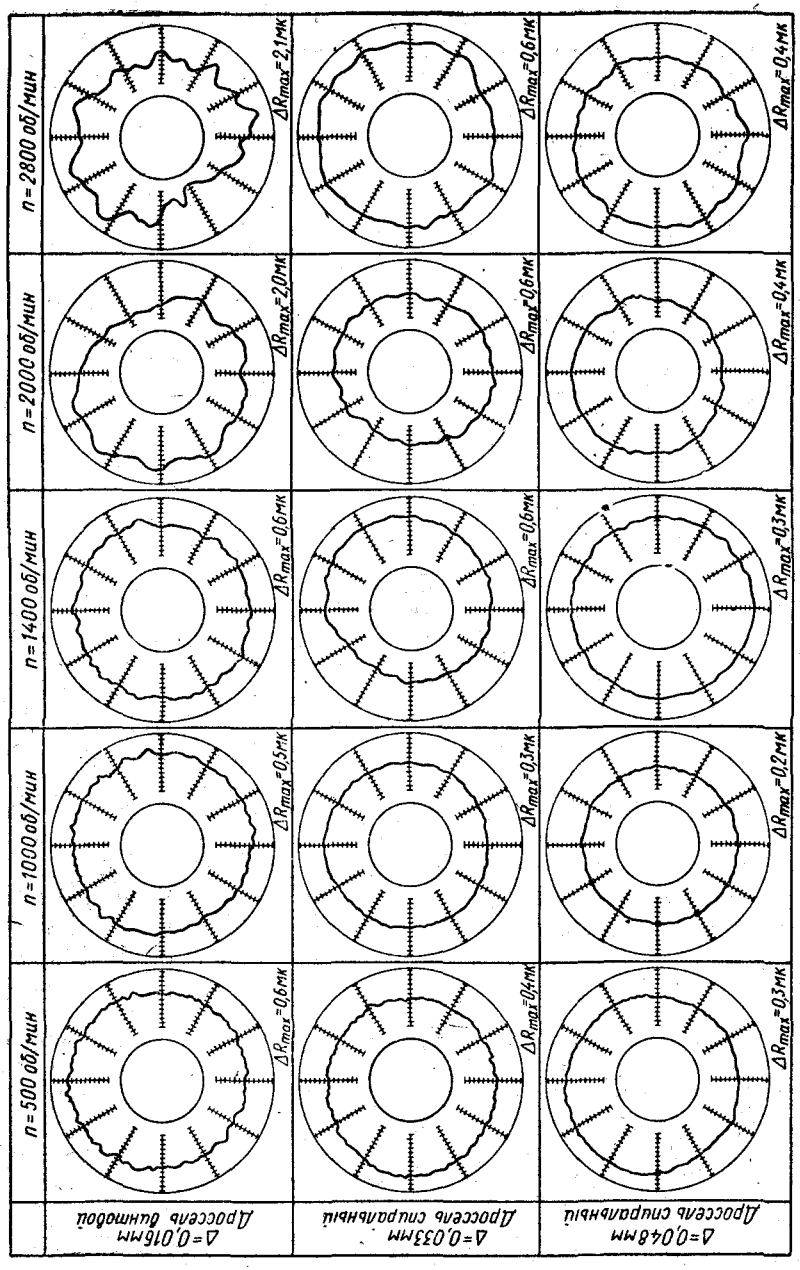


Рис. 43. Влияние диаметрального зазора Δ на круглость образцов, обработанных на токарном станке с гидростатическими подшипниками (Х10000; ΔR_{max} — некруглость)

КОНСТРУКЦИИ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ШПИНДЕЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Гидростатические шпиндельные подшипники в последние годы находят все большее применение в шпиндельных узлах металлорежущих станков различных типов и размеров, специфика которых определяет все большее разнообразие конструкций шпиндельных опор.

На рис. 44 приведен шпиндельный узел токарного станка, в котором в одном из первых был применен гидростатический подшипник. Подшипник пятикарманный, с маслоотводящими канавками и дросселями трения, встроенными непосредственно во втулку. Жесткость опоры при шейке шпинделя $D = 70$ *мм* и $\Delta = 0{,}05$ *мм*; $\psi = 0{,}000715$ равна $j = 26$ *кГ/мк*. Давление в карманах $p_к = 15$ *кГ/см²*, несущая способность ≈ 450 *кГ*.

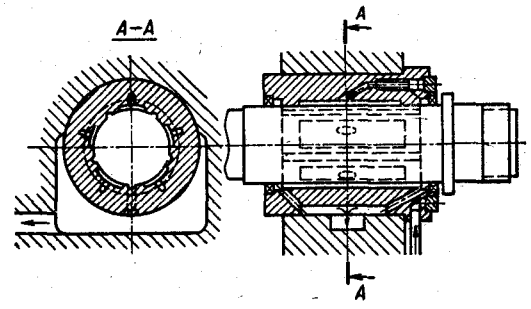


Рис. 44. Схема шпиндельной опоры токарного станка с гидростатическим подшипником

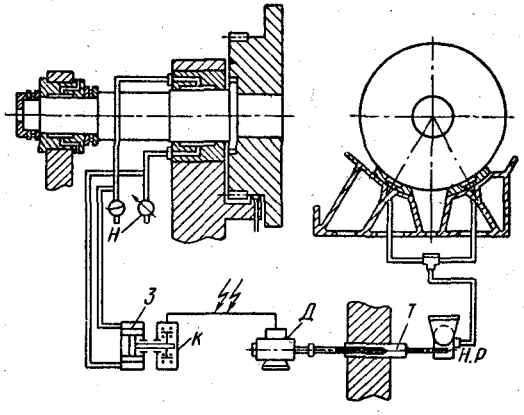


Рис. 45. Схема применения гидростатических подшипников в шпиндельных опорах тяжелого токарного станка (фирмы Фрорип)

На рис. 45 дана схема тяжелого токарного станка фирмы Фрорип, в котором гидростатические подшипники применены в опорах шпинделя и в люнете, поддерживающем планшайбу. Подача масла в каждый из несущих карманов подшипника осуществляется от индивидуального насоса *Н*. Золотник *З* соединен с несущими карманами передней опоры, и при изменении давления в карманах золотник переключает контакты контактора *К* и включает серводвигатель *Д*, который управляет производительностью регулируемого насоса *НР*, питающего карманы гидростатического люнета планшайбы. Так, при увеличении давления в нижнем кармане, вызванного установкой детали большего веса, соответственно с помощью винтовой тяги *Т* увеличивается произво-

дительность насоса HP и соответственно возрастает давление в карманах гидростатического люнета и его несущая способность. Эта схема обеспечивает существенное повышение жесткости и несущей

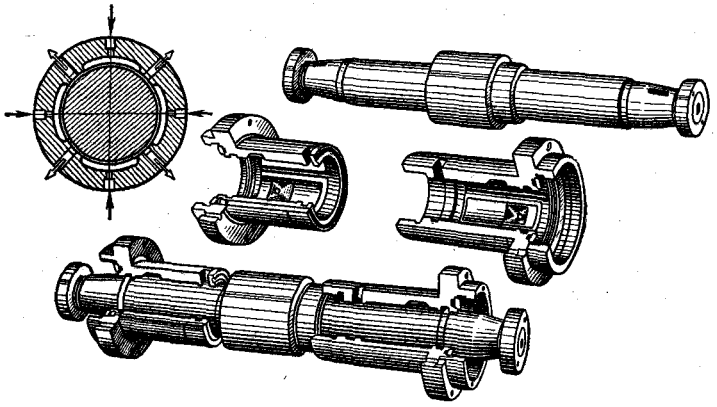


Рис. 46. Схема и конструктивное исполнение шпиндельного узла шлифовального станка фирмы Жандрон

способности шпиндельного узла по сравнению с любым типом шпиндельных опор.

Схема шпиндельного подшипника шлифовального станка с гидростатическим подшипником фирмы Жандрон приведена на рис. 46;

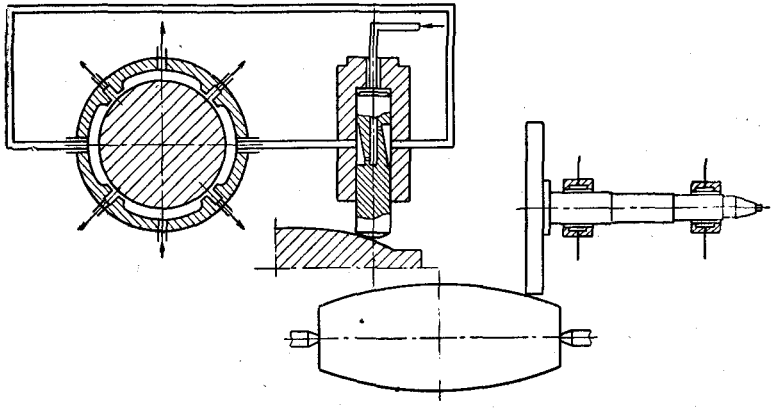


Рис. 47. Схема гидростатического подшипника с золотниковым управлением

там же приведены конструктивные разрезы шпиндельного узла этого станка. Подшипник применяется в ряде моделей станков и обеспечивает высокое качество изготовляемых деталей.

На рис. 47 приведена схема гидростатического подшипника той же фирмы, в которой его особенности используются для по-

лучения фасонных поверхностей, в данном случае бочкообразных валков прокатных станов. Бочкообразность получается в результате смещения шпинделя во втулке подшипника за счет перераспределения давлений в несущих карманах подшипника, осуществляемого с помощью специального золотника, связанного со специальным копиром.

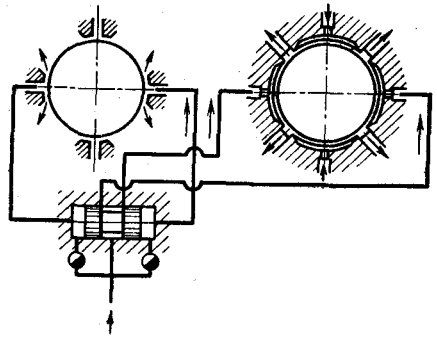


Рис. 48. Схема гидростатического подшипника с регулятором станка фирмы Жандрон

На рис. 48 приведена схема более сложного подшипника фирмы Жандрон. В этой схеме давления в несущих карманах изменяют с помощью специального золотника, управление которым осуществляется непосредственно шпинделем с помощью сопел, выполненных во втулке подшипника на специальной перемычке. Схема позволяет получить несущий масляный слой практи-

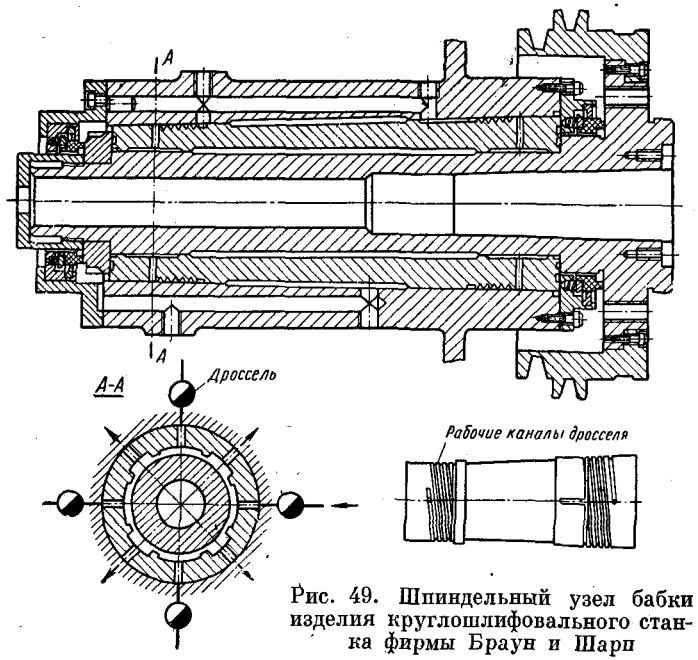


Рис. 49. Шпиндельный узел бабки изделия круглошлифовального станка фирмы Браун и Шарп

чески бесконечной жесткости. Практически бесконечная жесткость опоры в шпиндельном узле вследствие конечной жесткости самого

шпинделя не позволяет существенно повысить жесткость шпиндельного узла в месте приложения силы резания. При шпинделях диаметром 80—100 *мм* подшипник бесконечной жесткости обеспечивает увеличение жесткости в месте резания не более чем на 15—20% по сравнению с обычным гидростатическим подшипником с дросселем трения, работающим при давлении насоса в 20—25 *кГ/см²*. В шпинделях меньшего диаметра этот эффект будет еще меньше. В то же время сложность системы гидростатического подшипника существенно возрастает. Поэтому в случае необходимости увеличения жесткости шпиндельного узла обычно целесообразнее идти

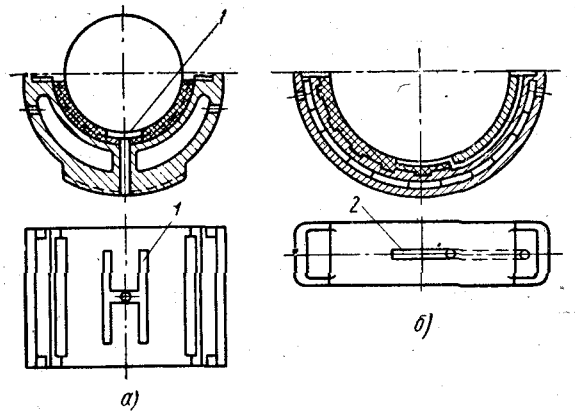


Рис. 50. Незамкнутые гидростатические подшипники

по пути увеличения диаметра шпинделя, — для двухопорного шпинделя, или по пути введения третьей опоры, как это сделано в тяжелом токарном станке фирмы Фрорип (см. рис. 45).

На рис. 49 приведена схема шпинделя изделия шлифовального станка фирмы Браун и Шарп. Интересной особенностью подшипника является то, что рабочие каналы дросселей трения выполнены на наружной поверхности втулки подшипника, запрессовываемой в корпус шпиндельной бабки. По данным фирмы, станок обеспечивает получение деталей с некруглостью в 0,0002 *мм*.

На рис. 50 *а* и *б* приведена конструктивная схема незамкнутых гидростатических подшипников. Выполненные во втулках карманы *1* и *2* служат для разгрузки гидродинамических подшипников и работают только в период пуска для снижения начального момента трения.

РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ ЗАМКНУТЫХ ПОДШИПНИКОВ

Определение несущей способности и жесткости. Для определения несущей способности гидростатического подшипника рассмотрим схему на рис. 51. Масло от насоса под давлением $p_н$ подводится

через дроссели к несущим карманам. Под действием внешней нагрузки шейка вала занимает эксцентричное положение относительно втулки подшипника. В результате этого по длине окружности изменяются величины зазоров между втулкой и шейкой шпинделя и соответственно меняется величина истечения масла из несущих карманов. Вследствие наличия дросселей, ограничивающих поступление масла в карманы, давление в карманах изменяется: там где зазор увеличился — давление в карманах падает, там где зазор уменьшился — давление в карманах возрастает.

В результате возникает сила, воспринимающая внешнюю нагрузку, действующую на шпиндель. Уравнение несущей способ-

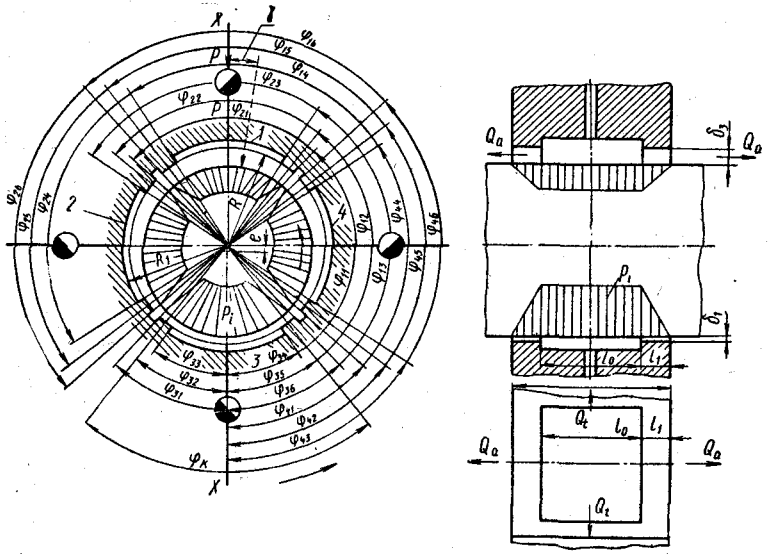


Рис. 51. Схема к расчету гидростатического подшипника

ности подшипника в общем случае записывается в следующем виде:

$$P = F \sum_{i=1}^{z} p_i \cos(\varphi_i - \gamma), \qquad (1)$$

где P — несущая способность подшипника; F — эквивалентная площадь несущего кармана; p_i — давление в каждом из несущих карманов; φ_i и γ — координаты кромок карманов и линии действия внешней нагрузки. Давления в карманах p_i могут быть определены решением уравнений расхода жидкости из соответствующих карманов.

Рассмотрим расход жидкости через карман *3* подшипника (см. рис. 51). Расход масла из кармана слагается из расхода масла в аксиальном и тангенциальном направлениях. Расход масла

в указанных направлениях может быть определен с помощью уравнения Пуазейля.

Расход масла в аксиальном направлении определяется решением следующего уравнения:

$$dQ_a = \frac{p_3 \delta^3 R\, d\varphi}{12\mu l_1}, \tag{2}$$

где Q_a — расход масла в аксиальном направлении; p_3 — давление в кармане; δ — зазор между шейкой вала и втулкой подшипника; R — радиус подшипника; μ — динамический коэффициент вязкости; l_1 — ширина перемычки, ограничивающей карман в аксиальном направлении; φ — угловой размер кармана.

При эксцентричном положении вала в подшипнике величина зазора по окружности непрерывно меняется и аналогично гидродинамическим подшипникам достаточно точно может быть выражена уравнением

$$\delta = \delta_0\ 1 - \varepsilon \cos \varphi),$$

где $\varepsilon = \frac{e}{\delta_0}$ — относительный эксцентриситет; здесь δ_0 — радиальный зазор, e — эксцентриситет.

Подставляя значение δ в уравнение (2), получим

$$dQ_a = \frac{p_3 \delta_0 (1 - \varepsilon \cos \varphi)^3\, R\, d\varphi}{12\mu l_1}. \tag{3}$$

Интегрируя уравнение (3) в пределах φ_{33} — φ_{34} и преобразуя, получим

$$Q_a = \frac{1}{12} \cdot \frac{p_3 \delta_0^3 R}{\mu l_1} \int_{\varphi_{33}}^{\varphi_{34}} (1 - \varepsilon \cos \varphi)^3\, d\varphi = \frac{1}{12} \frac{p_3 \delta_0^3 R}{\mu l_1} (A_{34} - A_{33}); \tag{4}$$

$$A_{34} - A_{33} = \left[\varphi - 3\varepsilon \sin \varphi + 3\varepsilon^2 \left(\frac{\sin \varphi \cos \varphi}{2} - \frac{\varphi}{2}\right) - \right.$$
$$\left. - \varepsilon^3 \left(\frac{\sin \varphi \cos^2 \varphi}{3} + \frac{2}{3} \sin \varphi\right)\right]_{\varphi_{33}}^{\varphi_{34}}. \tag{5}$$

Учитывая, что расход масла из кармана происходит в обе стороны подшипника, получим, что полный аксиальный расход из кармана

$$Q_A = 2Q_a = \frac{2}{12} \frac{p_3 \delta_0^3 R}{\mu l_1} (A_{34} - A_{33}). \tag{6}$$

Определяя расход масла в тангенциальном направлении, следует иметь в виду, что величина зазора вдоль образующей шейки вала постоянная, а в направлении вращения меняется. Формула Пуазейля для элементарного истечения в данном случае имеет вид

$$dQ_t = -\frac{1}{12} \cdot \frac{\delta^3}{\mu R} \cdot \frac{dp}{d\varphi}\, dl, \tag{7}$$

где Q_t — расход масла в тангенциальном направлении.

Интегрируя уравнение (7) в пределах $l = 0$ и $l = l_0$, получим

$$Q_t = \frac{-1}{12} \cdot \frac{\delta^3 l_0}{\mu R} \cdot \frac{dp}{d\varphi}. \tag{8}$$

Подставляя в формулу (8) значение $\delta = \delta - e \cos \varphi$ и преобразуя, получим

$$p_\varphi = -\frac{12\mu R}{l_0} Q_t \int_{\varphi_{34}}^{\varphi} \frac{d\varphi}{(\delta_0 - e \cos \varphi)^3}. \tag{9}$$

Воспользовавшись формулой Лейбница, после дифференцирования и соответствующих преобразований получим

$$\int_{\varphi_{34}}^{\varphi} \frac{d\varphi}{(\delta_0 - e \cos \varphi)^3} = \frac{1}{\delta^3} \left[\frac{\varepsilon \sin \varphi\, (4 - \varepsilon^2 - 3\varepsilon \cos \varphi)}{2\,(1-\varepsilon)^2\,(1 - \varepsilon \cos \varphi)^2} + \right.$$
$$\left. + \frac{2 + \varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^2} \operatorname{arctg}\left(\frac{1+\varepsilon}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}\right)\right]_{\varphi_{34}}^{\varphi} = [K_\varphi - K_{34}]. \tag{10}$$

Подставляя полученное значение интеграла в формулу (9), получим

$$p_\varphi = -\frac{12\mu R Q_t}{l_0 \delta_0^3} (K_\varphi - K_{34}), \tag{11}$$

где значение K_φ, определяемое последовательно для углов φ и $\varphi = \varphi_{34}$, равно

$$K_\varphi = \left[\frac{\varepsilon \sin \varphi\, (4 - \varepsilon^2 - 3\varepsilon \cos \varphi)}{2\,(1-\varepsilon)^2\,(1 - \varepsilon \cos \varphi)^2} + \frac{2 + \varepsilon^2}{(1+\varepsilon^2)^{5/2}} \operatorname{arctg}\left(\frac{1+\varepsilon}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}\right)\right].$$

Уравнение (11) дает закон изменения давления по ширине щели. После интегрирования в пределах углов φ_{34}—φ_{36} получим разность давлений между несущим карманом и маслоотводящей канавкой

$$p_{\varphi_{36}} - p_{\varphi_{34}} = p_3 = \frac{12\mu R_1 Q_t}{l_0 \delta_0^3} [K_{36} - K_{34}]. \tag{12}$$

Расход масла из несущего кармана в тангенциальном направлении, учитывая расход в обе стороны кармана:

$$Q_\tau = 2Q_t = \frac{2}{12} \cdot \frac{p_3 l_0 \delta_0^3}{\mu R} \cdot \frac{1}{(K_{36} - K_{34})}. \tag{13}$$

Суммарный расход масла из третьего кармана

$$Q_3 = Q_A + Q_\tau; \tag{14}$$

$$Q_3 = \frac{2}{12} \cdot \frac{p_3 \delta_0^3 R}{\mu l_1} \left[(A_{34} - A_{33}) + K_l \frac{1}{(K_{36} - K_{34})}\right], \tag{15}$$

где $K_l = \frac{l_0 l_1}{R^2}$.

Аналогично, в соответствии в рис. 51, можно записать формулу расхода масла для любого кармана подшипника:

$$Q_i = \frac{2}{12} \cdot \frac{p_i \delta_0^3 R_1}{\mu l_1} \left[(A_{i4} - A_{i3}) + K_l \frac{1}{(K_{i6} - K_{i4})} \right]. \quad (16)$$

Общий расход масла через подшипник

$$Q = \sum_{i=1}^{z} Q_i. \quad (17)$$

Для нахождения численных значений несущей способности подшипника и расхода масла найдем величины давлений p_i в несущих карманах из условия неразрывности потока масла через подшипник и дроссель.

Расход масла через дроссель определяется также уравнением Пуазейля:

$$Q_\partial = \frac{\pi d_\partial^4}{128 \mu l_\partial} (p_н - p_i), \quad (18)$$

где d_∂ — диаметр капилляра дросселя; l_∂ — длина капилляра дросселя; $p_н$ — давление, создаваемое насосом. Исходя из условий неразрывности потока масла, решаем совместно уравнения (16) и (18):

$$\left.\begin{aligned} \frac{\pi d_\partial^4}{128 \mu l_\partial} (p_н - p_i) &= \frac{2}{12} \cdot \frac{p_i \delta_0^3 R}{\mu l_1} \left[(A_{i4} - A_{i3}) + \frac{K_l}{K_{i6} - K_{i4}} \right]; \\ \frac{p_i}{p_н - p_i} &= \frac{12 \pi d_\partial^4 l_1}{2 \cdot 128 l_\partial \delta_0^3 R} \cdot \frac{1}{\left[(A_{i4} - A_{i3}) + \frac{K_l}{K_{i6} - K_{i4}} \right]}. \end{aligned}\right\} \quad (19)$$

Обозначим

$$C = \frac{12 \pi d_\partial^4 l_1}{2 \cdot 128 l_\partial \delta_0^3 R} = 0{,}147 \frac{d_\partial^4 l_1}{l_\partial \delta_0^3 R}. \quad (20)$$

После соответствующих преобразований получим величину давления масла в любом кармане:

$$p_i = \frac{C p_н}{(A_{i4} - A_{i3}) + \frac{K_l}{K_{i6} - K_{i4}} + C}. \quad (21)$$

Подставляя значение p_i в уравнения (17) и (18), получим соответственно несущую способность подшипника и расход масла через несущий карман подшипника:

$$P = F_к \sum_{i=1}^{z} \frac{C p_н \cos(\varphi_i - \gamma)}{(A_{i4} - A_{i3}) + \frac{K_l}{K_{i6} - K_{i4}} + C}; \quad (22)$$

$$Q_i = \frac{2}{12} \cdot \frac{\delta_0^3 R}{\mu l_1} \cdot \frac{C p_н}{\frac{C (K_{i6} - K_{i4})}{(A_{i4} - A_{i3})(K_{i6} - K_{i4}) + K_l} + 1}. \quad (23)$$

Полученные выше расчетные формулы требуют большего объема работ для получения численных решений, поэтому они мало удобны для практических расчетов.

Формула аксиального истечения упрощается, если для определения величины зазоров воспользоваться теоремой о среднем значении интеграла и точное значение величины зазора δ заменить ее средним значением $\delta_{ср}$:

$$\delta_{ср} = \frac{1}{\varphi_{к+1} - \varphi_{кi}} \int_{\varphi_{i2}}^{\varphi_{i5}} h \, d\varphi = \delta_0 (1 - \varepsilon K_i), \quad (24)$$

где

$$K_i = \frac{\sin \varphi_{i5} - \sin \varphi_{i2}}{\varphi_{i5} - \varphi_{i2}} = \frac{2}{\varphi_к} \sin \frac{\varphi_к}{2}.$$

Подставляя значения $\delta_{ср}$ в уравнение Пуазейля и преобразуя, получим уравнение расхода для i-го кармана:

$$Q_{A_i} = \frac{2}{12} \cdot \frac{p_i R \delta_0^3 \varphi_к}{\mu l_1} (1 - \varepsilon K_i)^3, \quad (25)$$

где

$$\varphi_к = 2\varphi_{i5}. \quad (26)$$

Формула тангенциального расхода масла из несущих карманов может быть упрощена, если пренебречь переменностью размеров щели в тангенциальном направлении и принять, что давление по ширине щели падает линейно от p_i до $p = 0$.

Допущение о постоянстве размеров щели в тангенциальном направлении не вносит больших погрешностей в расчеты. Это объясняется тем, что размеры боковых перемычек в шпиндельных подшипниках относительно малы. Поэтому при малых величинах эксцентриситетов, имеющих место в шпиндельных подшипниках, изменение размеров щели по высоте составляет весьма малые величины, соизмеримые с величинами технологических погрешностей формы и размеров шейки шпинделя и втулки.

Так, при диаметральном зазоре $\Delta = 0{,}05$ *мм* и $e = 0{,}005$ *мм* изменение размеров щели в подшипнике $D = 60$ *мм* на угле охвата в 180° составит также 0,005 *мм*. На ширине перемычки в 6 *мм* изменение размеров щели будет равно 0,00032 *мм*, т. е. составит всего $\approx 1{,}6\%$ от диаметрального зазора и по величине будет соизмеримо с погрешностями шейки шпинделя и подшипника, обработанными с чистотой $\nabla 10 - \nabla 11$.

Исходя из этого размеры зазора в тангенциальном направлении целесообразно принять равными величине зазора по середине перемычки:

$$\delta = \delta_0 (1 - \varepsilon \cos \varphi_{i5}). \quad (27)$$

Тогда истечение масла в тангенциальном направлении в обе стороны подшипника

$$Q_{\tau i}=\frac{2}{12}p_i\frac{l'_0\delta_0^3(1-\varepsilon\cos\varphi_{i5})^3}{\mu R(\varphi_{i6}-\varphi_{i4})}, \tag{28}$$

где $l'_0=l_0+l_1$.

Суммарное истечение масла из кармана

$$Q_i=Q_{Ai}+Q_{\tau i}=\frac{2}{12}p_i\frac{R\delta_0^3\varphi_\kappa}{\mu l_1}(1-\varepsilon K_i)^3+\frac{2}{12}p_i\frac{l'_0\delta_0^3(1-\varepsilon\cos\varphi_{i5})^3}{\mu R(\varphi_{i6}-\varphi_{i4})}, \tag{29}$$

или же после преобразования

$$Q_i=\frac{2}{12}p_i\frac{\delta_0^3R\varphi_\kappa}{\mu l_1}[(1-\varepsilon K_i)^3+C_L(1-\varepsilon\cos\varphi_{i5})^3], \tag{30}$$

где

$$C_L=\frac{l'_0l_1}{R^2\varphi_\kappa(\varphi_{i6}-\varphi_{i4})}=\frac{l_0+l_1}{R\varphi_\kappa}.$$

Суммарный расход масла из подшипника

$$Q=\sum_{i=1}^{z}Q_i. \tag{31}$$

Давление в карманах определяется из условия неразрывности потока масла через карман и дроссель:

$$Q_i=Q_\partial. \tag{32}$$

После подстановки соответствующих величин из формул (30) и (18) имеем

$$\frac{2}{12}p_i\frac{\delta_0^3R\varphi_\kappa}{\mu l_1}[(1-\varepsilon K_i)^3+C_L(1-\varepsilon\cos\varphi_{i5})^3]=\frac{\pi d^4(p_н-p_i)}{128\mu l_\partial}. \tag{33}$$

После решения данного уравнения относительно p_i получим

$$p_i=\frac{p_н}{1+C_1[(1-\varepsilon K_i)^3+C_L(1-\varepsilon\cos\varphi_{i5})^3]}, \tag{34}$$

где

$$C_1=\frac{128l_\partial\delta_0^3R\varphi_\kappa 2}{12d_\partial^4l_1\pi}=\frac{0{,}425\Delta^3Dl_\partial\varphi_\kappa}{l_1d_\partial^4}. \tag{34а}$$

Подставляя значение p_i в уравнения (30) и (1), получим окончательно формулы расхода и несущей способности гидростатического подшипника соответственно:

$$Q=\frac{2}{12}\cdot\frac{p_н\delta_0^3R\varphi_\kappa}{\mu l_1}\sum_{i=1}^{z}\frac{(1-\varepsilon K_i)^3+C_L(1-\varepsilon\cos\varphi_{i5})^3}{1+C_1[(1-\varepsilon K_i)^3+C_L(1-\varepsilon\cos\varphi_{i5})^3]}; \tag{35}$$

$$P=Fp_н\sum_{i=1}^{z}\frac{\cos(\varphi_i-\gamma)}{1+C_1[(1-\varepsilon K_i)^3+C_L(1+\varepsilon\cos\varphi_{i5})^3]}. \tag{36}$$

Одним из основных критериев, определяющих качество шпиндельного подшипника, является его жесткость

$$j=\frac{dP}{de}=\frac{1dP}{\delta_0 d\varepsilon}, \tag{37}$$

$$j=\frac{3Fp_н}{\delta_0}\sum_{i=1}^{z}\frac{\cos(\varphi_i-\gamma)C_1[K_i(1-\varepsilon K_i)^2+C_L\cos\varphi_{i5}(1-\varepsilon\cos\varphi_{i5})^2]}{\{1+C_1[(1-\varepsilon K_i)^3+C_L(1-\varepsilon\cos\varphi_{i5})^3]\}^2}. \tag{38}$$

Жесткость гидростатического подшипника зависит от соотношения давлений $p_н$ до дросселя и p_i в кармане. Уравнение (34) связывает указанные параметры. Целесообразно найти такое соотношение значений $p_н$ и p_i, при котором жесткость подшипника была бы наибольшей, особенно при центральном положении вала при $\varepsilon\to 0$.

При $\varepsilon=0$ формула (38) примет вид

$$j_0=\frac{3Fp_н}{\delta_0}\sum_{i=1}^{z}\frac{\cos(\varphi_1-\gamma)C_1(1+C_L)}{[1+C_1(1+C_L)]^2}. \tag{39}$$

Продифференцировав j_0 по C_1 и приравняв производную нулю, получим

$$C_1=\frac{1}{1+C_L}. \tag{40}$$

Подставив значение C_1 в уравнение (34), при $\varepsilon=0$, получим

$$p_i=\frac{p_н}{1+\dfrac{1+C_L}{1+C_L}}=\frac{p_н}{2}. \tag{41}$$

Таким образом, наибольшей жесткостью при $\varepsilon=0$ подшипник будет обладать в том случае, когда давление в карманах в 2 раза меньше давления на входе дросселей, создаваемого насосом.

Подставляя в уравнение (40) значение C_1 из уравнения (34*а*), получим формулу, позволяющую определить основные параметры дросселя

$$\frac{l_\partial}{d_\partial^4}=\frac{2{,}35l_1}{(1+C_L)\Delta^3D\varphi_\kappa}. \tag{42}$$

Применяя полученные выше формулы к подшипнику с четырьмя несущими карманами, который имеет наибольшее применение в шпиндельных опорах, и принимая для второго и четвертого карманов — $\gamma=0$ и $\varepsilon=0$, получим основные расчетные формулы для четырехкарманного гидростатического подшипника в обычной для станкостроения размерности (см. ниже).

Расход масла через подшипник

$$Q=1{,}74\cdot 10^{-2}\frac{p_н\delta_0^3 R\varphi_к^0}{\mu l_1}\left\{\frac{(1-\varepsilon K_3)^3+C_L(1-\varepsilon\cos\varphi_{35})^3}{1+C_1[(1-\varepsilon K_3)^3+C_L(1-\varepsilon\cos\varphi_{35})^3]}+\right.$$
$$\left.+\frac{(1+\varepsilon K_1)^3+C_L(1+\varepsilon\cos\varphi_{15})^3}{1+C_1[(1+\varepsilon K_1)^3+C_L(1+\varepsilon\cos\varphi_{15})^3]}+2\,\frac{1+C_L}{2}\right\}\ см^3/мин. \quad (43)$$

Давление в третьем кармане

$$p_3=\frac{p_н}{1+C_1[(1-\varepsilon K_3)^3+C_L(1-\varepsilon\cos\varphi_{35})^3]}\ кГ/см^2. \quad (44)$$

Давление в первом кармане

$$p_1=\frac{p_н}{1+C_1[(1+\varepsilon K_1)^3+C_L(1+\varepsilon\cos\varphi_{35})]}\ кГ/см^2. \quad (45)$$

Несущая способность подшипника

$$P=Fp_н\left\{\frac{1}{1+C_1[(1-\varepsilon K_3)^3+C_L(1-\varepsilon\cos\varphi_{35})^3]}-\right.$$
$$\left.-\frac{1}{1+C_1[(1+\varepsilon K_1)^3+C_L(1+\varepsilon\cos\varphi_{15})^3]}\right\}\ кГ. \quad (46)$$

Жесткость подшипника

$$j=\frac{3Fp_н}{\delta_0}\left\{\frac{C_1[K_3(1-\varepsilon K_3)^2+C_L\cos\varphi_{35}(1-\varepsilon\cos\varphi_{35})^2]}{\{1+C_1[(1-\varepsilon K_3)^3+C_L(1-\varepsilon\cos\varphi_{35})^3]\}^2}+\right.$$
$$\left.+\frac{C_1[K_1(1+\varepsilon K_1)^2+C_L\cos\varphi_{15}(1+\cos\varphi_{15}{}^2]}{\{1+C_1[(1+\varepsilon K_1)^3+C_L(1+\varepsilon\cos\varphi_{15})^3]\}^2}\right\}\ кГ/мк. \quad (47)$$

В этих формулах

$$\varphi_{15}=\varphi_{35}=\frac{\varphi_к}{2}.$$

Таблица 12

Значение $(1\pm\varepsilon K)$ и $\left(1\pm\varepsilon\cos\frac{\varphi_к}{2}\right)$ для четырехкарманных гидростатических подшипников

ε	$1-\varepsilon K$	$1-\varepsilon\cos\frac{\varphi_к}{2}$	$1+\varepsilon K$	$1+\varepsilon\cos\frac{\varphi_к}{2}$
0,00	1,0	1,0	1,0	1,0
0,05	0,953	0,9595	1,047	1,0405
0,10	0,906	0,9091	1,094	1,0809
0,15	0,859	0,8665	1,141	1,1335
0,20	0,812	0,8220	1,188	1,1780
0,25	0,765	0,7977	1,235	1,2028
0,30	0,718	0,7573	1,282	1,2427

В табл. 12 приведены значения коэффициентов $(1\pm\varepsilon K_1)$ и $\left(1\pm\varepsilon\cos\frac{\varphi_к}{2}\right)$, подсчитанные для четырехкарманного подшипника при различных относительных эксцентриситетах.

Для расчета опор прецизионных станков полученные формулы могут быть упрощены, учитывая, что в прецизионном станке шпиндель работает при относительных эксцентриситетах $\varepsilon\to 0$ или $\varepsilon=0$. В том случае расход масла будет наибольшим, а жесткость (жесткость первого кармана) будет наиболее полно характеризовать качество шпиндельного узла прецизионного станка, работающего, как правило, с незначительными нагрузками.

Учитывая, что при $\varepsilon\to 0\ (1\pm\varepsilon K)\to\left(1\pm\varepsilon\cos\frac{\varphi_к}{2}\right)$ и что расход масла из всех карманов делается одинаковым, получим основные расчетные формулы, необходимые конструктору для выполнения расчетов при проектировании шпиндельных узлов с четырехкарманными гидростатическими подшипниками, в размерности, обычной для станкостроения.

Расход масла

$$Q=2{,}15\cdot 10^{-6}\frac{p_н\Delta^3 D\varphi_к^0(1+C_L)}{\mu l_1}\ см^3/мин. \quad (48)$$

Несущая способность

$$\underset{\varepsilon\to 0}{P}=p_н F\left[\frac{1}{1+(1-\varepsilon K)^3}-\frac{1}{1+(1+\varepsilon K)^3}\right]\ кГ, \quad (49)$$

где

$$C_L=\frac{l_0+l_1}{R\varphi_к};\quad \varepsilon=\frac{2e}{\Delta};\quad K=\frac{2}{\varphi_к}\sin\frac{\varphi_к^0}{2}. \quad (50)$$

Жесткость

$$j=\frac{6p_н F}{\Delta}K\left\{\frac{(1-\varepsilon K)^2}{[1+(1-\varepsilon K)^3]^2}+\frac{(1+\varepsilon K)^2}{[1+(1+\varepsilon K)^3]^2}\right\}\ кГ/мк. \quad (51)$$

При $\varepsilon\to 0$ жесткость

$$\underset{\varepsilon\to 0}{j}=\frac{3p_н F}{\Delta}\ кГ/мк. \quad (52)$$

В этих формулах: $p_н$ — давление, создаваемое насосом, в $кГ/см^2$; $\delta_0=\frac{\Delta}{2}$ — радиальный зазор в *мк*; Δ — диаметральный зазор в *мк*; R — радиус шейки шпинделя (он же радиус втулки подшипника) в *см*; μ — динамический коэффициент вязкости в *спз*; l_1 — ширина перемычек, ограничивающих карманы, в *см* (размеры перемычек, ограничивающих карманы в осевом и тангенциальном направлениях, в данных формулах приняты одинаковыми); $\varphi_к^0$ — угол кармана в *град*; l_0 — длина кармана в осевом направлении в *см*; $\varphi_п$ — угол кармана в *рад*; F — площадь кармана в $см^2$.

Параметры дросселя трения определяются по формулам:

$$\frac{l_\partial}{d_э^4} = \frac{2{,}35 \cdot 10^{12} l_1}{(1+C_L)\,\Delta^3 D \varphi_к}; \qquad (53)$$

$$d_э = \frac{4F_\partial}{U_\partial}, \qquad (54)$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр канала дросселя в *см*; F_∂ — площадь поперечного сечения канала в *см*^{2}; U_∂ — периметр поперечного сечения канала (включая участок сопрягаемой детали) в *см*; Δ — диаметральный зазор в подшипнике в *мк*; D — диаметр шейки вала в *см*.

Обозначив $\frac{P_i}{P_н} = m = \frac{1}{1+C_1(1+C_L)}$, уравнения (48) и (50) несущей способности и жесткости подшипника можно преобразовать в вид, позволяющий графически интерпретировать изменение несущей способности P и жесткости j подшипников в зависимости от относительного эксцентриситета ε и параметра m. Эти графики, приведенные на рис. 52, показывают, что несущая способность и жесткость подшипника существенно зависят от значений ε и m. С увеличением относительного эксцентриситета ε максимальные значения несущей способности и жесткости подшипника сдвигаются в сторону малых значений параметра m. При $\varepsilon = 0$ (или $\varepsilon \to 0$) несущая способность и жесткость подшипника максимальны при $m = 0{,}5$.

Определение потерь на трение. Потери на трение в масляных слоях подшипника наиболее просто могут быть найдены, если подшипник разбить на отдельные участки: а) несущие карманы; б) перемычки между карманами; в) перемычки, ограничивающие осевое истечение из карманов (практически это условие справедливо при $\varepsilon = 0-0{,}4$. Потери $N_к$ на трение в карманах могут быть найдены при помощи уравнения напряжения сил трения на шейке вала, вращающегося в масляной ванне, заключенной в цилиндрическом резервуаре:

$$\tau = \frac{2\mu R_1^2 \omega}{R_1^2 - r^2},$$

где r и R_1 — диаметры шейки вала и внутренний диаметр наружного невращающегося цилиндра; ω — угловая скорость вала.

После соответствующих преобразований и перерасчета касательных напряжений τ на мощность $N_к$ трения в карманах и приведения величин к принятой в станкостроении размерности получим

$$N_к = 0{,}136 \cdot 10^{-12} \frac{\mu n^2 R_1^2 r^2 l_0 z}{R_1^2 - r^2} \cdot \frac{\varphi_к^\circ}{360^\circ} \; квт, \qquad (55)$$

где r — радиус шейки шпинделя в *см*; R_1 — радиус внутренней стенки кармана в *см* (см. рис. 51); l_0 — длина кармана в *см*; z — число карманов; $\varphi_к^\circ$ — угол кармана в градусах.

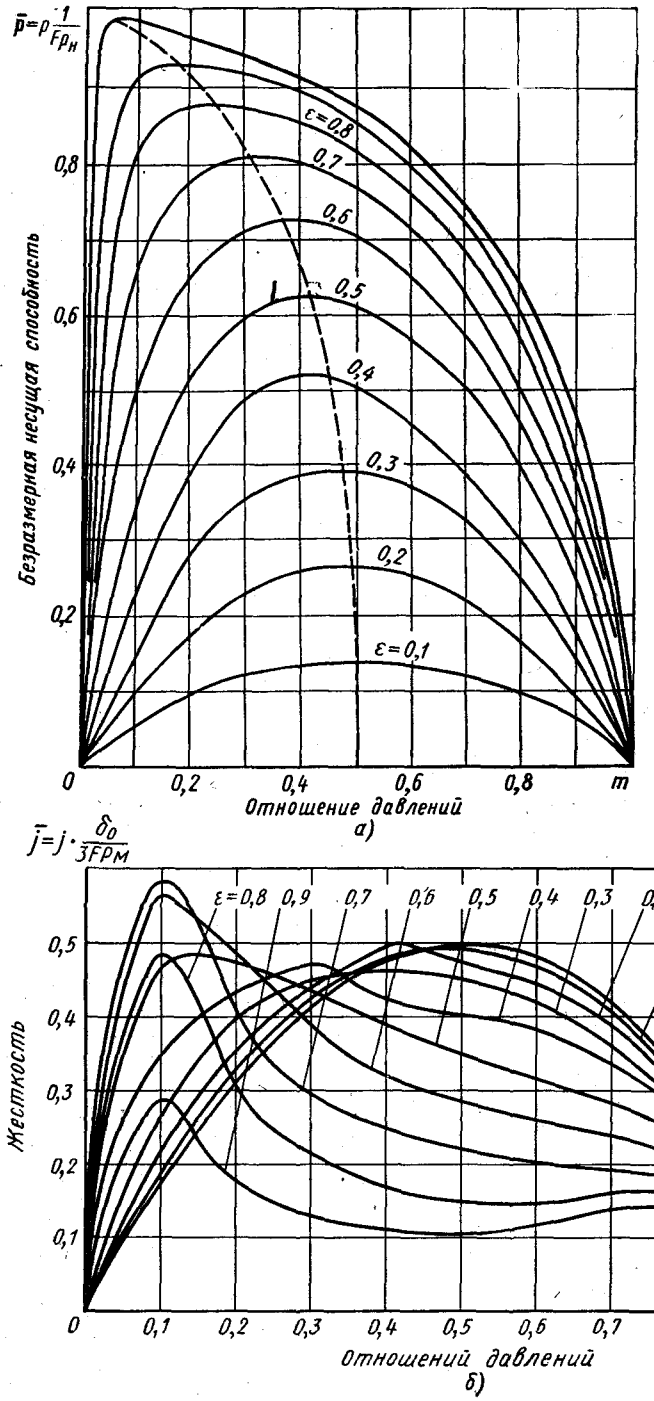


Рис. 52. Изменение несущей способности P и жесткости j масляного слоя гидростатического подшипника в зависимости от отношения давлений m (*а*) и относительного эксцентриситета ε (*б*)

Потери на трение $N_т$ на перемычках между карманами и N_0 на перемычках, ограничивающих карманы в осевом направлении, наиболее целесообразно определять по формуле Н. П. Петрова, которая после преобразований и приведения к принятой в станкостроении размерности позволяет получить следующие формулы:

$$N_т = 0{,}17 \cdot 10^{-9} \mu l_0 D^3 \frac{n^2}{\Delta} \cdot \frac{\varphi_т^0}{360} \quad квт; \tag{56}$$

$$N_о = 0{,}34 \cdot 10^{-9} \mu l_1 D^3 \frac{n^2}{\Delta} \cdot \frac{\varphi_о^0}{360} \quad квт, \tag{57}$$

где D — диаметр шейки шпинделя в *см*; Δ — диаметральный зазор в *мк*; $\varphi_т^0$ и φ_0^0 — длина дуги окружности, занимаемая перемычками, в градусах.

Суммарная величина потерь на трение в подшипнике

$$N_п = N_к + N_т + N_о. \tag{58}$$

Помимо потерь, имеющихся непосредственно в подшипнике, в гидростатическом подшипнике имеются затраты мощности, необходимые для прокачки жидкости при требуемом давлении.

Мощность, необходимая для прокачки требуемого объема масла при заданном давлении, может быть определена по формуле

$$N_Q = \frac{p_н Q}{612} \quad квт, \tag{59}$$

где Q — объем прокачиваемой жидкости в *л/мин*; $p_н$ — давление, создаваемое насосом, в *кГ/см²*.

РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ (ОПОРНЫХ) НЕЗАМКНУТЫХ ПОДШИПНИКОВ

Особенностью незамкнутых гидростатических подшипников является то, что их жесткость изменяется с изменением величины приложенной внешней нагрузки. Так, при отсутствии внешней нагрузки и соответственно при отсутствии давления в несущих масляных карманах жесткость масляного слоя подшипника равна нулю. По мере увеличения нагрузки и возрастания давления в несущих карманах жесткость масляного слоя увеличивается, достигая максимума при отношении давления $p_к$ в несущем кармане к давлению $p_н$ в маслоподводящей сети (до дросселя), равном $m = p_к : p_н = 0{,}65$. При дальнейшем увеличении нагрузки жесткость опоры падает, поэтому проектирование и расчет незамкнутых гидростатических опор ведут так, чтобы наибольшей жесткостью они обладали в диапазоне заданных нагрузок.

Так как чрезмерное уменьшение жесткости масляного слоя практически недопустимо, то предельно допустимым наибольшим

отношением $Д$ максимального P_{max} значения внешней нагрузки к минимальной P_{min} целесообразно принять

$$Д = \frac{P_{max}}{P_{min}} = 2. \tag{60}$$

Расчеты, выполняемые при проектировании, сводятся к определению несущей способности и жесткости опоры, давления, создаваемого насосом, размеров несущих карманов и параметров дросселей.

В связи с тем, что незамкнутые опорные подшипники находят применение в качестве дополнительных опор в крупногабаритных шпиндельных узлах, незамкнутые опорные подшипники удобнее рассчитывать аналогично незамкнутым направляющим, задаваясь величиной зазора между опорной шейкой и вкладышем (см. рис. 38), а не относительным эксцентриситетом, как это делается в замкнутых подшипниках (см. выше). В этом случае расчетные формулы существенно упрощаются и, исходя из условий получения наибольшей жесткости опоры ($m = 0{,}65$; $Д \leqslant 2$), после соответствующих преобразований могут быть представлены в следующем виде.

Несущая способность P незамкнутого гидростатического подшипника определяется по формуле

$$P = p_н F \frac{C^3}{h^3 + C^3}, \tag{61}$$

где $p_н$ — давление, создаваемое насосом, в *кГ/см²*; F — эффективная площадь кармана (или карманов, если их несколько) в *см²*; h — толщина масляного слоя в *см*; C — коэффициент, учитывающий геометрические параметры дросселя и подшипника.

При принятом оптимальном значении $m = 0{,}65$ значение

$$C = \frac{1{,}1 h_{min}}{\sqrt[3]{\frac{1}{Д} - 0{,}3}}, \tag{62}$$

где h_{min} — минимальный зазор между рабочими поверхностями вала и вкладыша в *см*.

Жесткость несущего масляного слоя

$$j = p_н F C^3 \frac{3h^2}{(h^3 + C^3)^2} \quad кГ/см. \tag{63}$$

Эффективная площадь F кармана вычисляется из условия, что несущая способность пропорциональна объему эпюры давления, имеющей вид усеченной пирамиды с площадью нижнего основания, равного площади проекции несущего кармана и ограничивающих его перемычек на плоскость, перпендикулярную действующей силе, с площадью верхнего основания, равного

площади проекции кармана на ту же плоскость, и с высотой, равной величине давления в кармане:

$$F=\frac{1}{3}\left(S_1+S_2+\sqrt{S_1S_2}\right)\ см^2, \tag{64}$$

где S_1 — площадь проекции кармана и ограничивающих его перемычек на плоскость, перпендикулярную действующей силе, в $см^2$; S_2 — площадь проекции кармана (или карманов) на плоскость, перпендикулярную действующей силе, в $см^2$.

В связи с тем, что жесткость незамкнутого подшипника меняется с изменением нагрузки, действующей на подшипник, то при проектировании определяют максимальное j_{max} и минимальное j_{min} значение жесткости масляного слоя опоры:

$$j_{max}=\frac{1{,}18\sqrt[3]{\frac{1}{Д}-0{,}3}}{h_{min}}P_{ср}\ кГ/см; \tag{65}$$

$$j_{min}=j_{max}\cdot\frac{5\sqrt[3]{(Д-0{,}3)^2}}{(Д+1)^2}\ кГ/см; \tag{66}$$

$$P_{ср}=\frac{P_{max}+P_{min}}{2}\ кГ. \tag{67}$$

Здесь P_{max} и P_{min} — максимальная и минимальная нагрузки, действующие на опору, в $кГ$; $Д$ — диапазон изменения нагрузок; $P_{ср}$ — среднее значение нагрузок, действующих на опору, в $кГ$; h_{min} — минимальный зазор между рабочими поверхностями вала и вкладыша в $см$.

Давление $p_н$ насоса, необходимое для восприятия действующей на опору нагрузки, определяется по формуле

$$p_н=\frac{P_{ср}}{0{,}65F}\ кГ/см^2, \tag{68}$$

исходя из условия обеспечения наибольшей жесткости несущего масляного слоя.

В соответствии с принятыми условиями давление в несущем кармане

$$p_к=0{,}65p_н\ кГ/см^2 \tag{69}$$

Расход масла через каждый карман определяется по формуле

$$Q=1{,}12\cdot10^{-5}\frac{p_нh^3R\varphi_к^0}{\mu l_1}(1+C_L)\ см^3/мин; \tag{70}$$

$$C_L=\frac{l}{B},$$

где R — радиус опорных поясков в $см$; $\varphi_к^0$ — угол охвата рабочим карманом шейки вала в градусах; μ — вязкость масла в $спз$ (см. рис. 5); l_1 — ширина перемычек, ограничивающих карманы,

в $см$; l — длина подшипника в осевом направлении в $см$; B — длина дуги охвата рабочими карманами шейки вала в $см$; h — зазор между рабочими поверхностями шейки вала и вкладыша в $мк$.

Рабочие параметры дросселя трения

$$\frac{l_д}{d_э^4}=\frac{29{,}4\cdot10^{10}l_1}{(1+C_L)h_0^3D\varphi_к}; \tag{71}$$

$$d_э=\frac{4F_д}{U},$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр канала дросселя в $см$; $F_д$ — площадь поперечного сечения канала дросселя в $см^2$; U — периметр поперечного сечения канала в $см$; D — диаметр шейки вала в $см$; $\varphi_к$ — угол кармана в $рад$ (см. рис. 35); h_0 — зазор между рабочими поверхностями шейки вала и вкладыша при среднем значении нагрузки, в $мк$.

Мощность насоса, потребная для прокачивания необходимого количества масла при заданном давлении:

$$N=\frac{p_нQ_н}{612}\ квт, \tag{72}$$

где $Q_н$ — количество масла, прокачиваемого насосом, в $л/мин$; $p_н$ — давление, создаваемое насосом, в $кГ/см^2$.

Практически $Q_н$ берется в 2—3 раза больше, чем расчетное количество масла, прокачиваемого через рабочие карманы.

РАСЧЕТ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Упорные гидростатические подшипники в шпиндельных узлах наиболее целесообразно выполнять в виде плоской пяты с кольцевым карманом (см. рис. 39). Расчеты, выполняемые при проектировании упорных подшипников, сводятся к определению несущей способности, жесткости, расхода смазки и потерь на трение и ведутся при тех же допущениях, что и расчеты гидростатических и радиальных подшипников (см. выше).

Несущая способность упорного подшипника определяется по формуле

$$P=p_нF_э\left[\frac{1}{1+(1-\chi)^3}-\frac{1}{1+(1+\chi)^3}\right]\ кГ; \tag{73}$$

$$\chi=\frac{e_1}{h_0}.$$

Жесткость упорного гидростатического подшипника определяется по формулам:

при центральном положении вала относительно опорных поверхностей ($e_1\to0$)

$$j_0=1{,}5\frac{p_нF}{h_o}\ кГ/мк;$$

при смещении шпинделя под действием внешних сил на величину e_1

$$j=\frac{3p_нF}{h_o}\left\{\frac{(1-\chi)^2}{[(1-\chi)^3+1]^2}+\frac{(1+\chi)^2}{[(1+\chi)^3+1]^2}\right\}\ кГ/мк,$$

где $p_н$ — давление, создаваемое насосом, в $кГ/см^2$; F — эффективная площадь карманов в $см^2$; h_o — зазор между опорными поверхностями шпинделя и подшипника в *мк*; e_1 — смещение пяты из нейтрального положения под действием внешней нагрузки (см. рис. 39) в *мк*; χ — относительное смещение пяты;

$$F=\pi\left(\frac{r_4^2-r_3^2}{2\ln\frac{r_4}{r_3}}-\frac{r_2^2-r_1^2}{2\ln\frac{r^2}{r_1}}\right)\ см^2,$$

где r_4 — наибольший радиус наружной перемычки в *см*; r_3 — наименьший радиус наружной перемычки в *см*; r_2 — наибольший радиус внутренней перемычки в *см*; r_1 — наименьший радиус внутренней перемычки в *см* (см. рис. 39).

Количество масла, необходимое для обеспечения работоспособности подшипника (расход масла), определяется по формуле

$$Q=3{,}14\cdot10^{-3}p_н\frac{h_o^3}{\mu}\left(\frac{1}{\ln\frac{r_4}{r_3}}+\frac{1}{\ln\frac{r_2}{r_1}}\right)\ см^3/мин.$$

В том случае, если ширина кольцевых перемычек, ограничивающих гидростатический карман, одинакова, то расход может быть определен по более простой формуле:

$$Q=3{,}14\cdot10^{-3}\frac{p_нh_o^3}{\mu l}(r_4+r_1)\ см^3/мин,$$

где l — ширина кольцевых перемычек, ограничивающих карманы, в *см*.

Определение рабочих параметров канала (капилляра) дросселя ведется по формуле

$$\frac{d_э^4}{l_д}=21{,}6\cdot10^{-12}h_o^3\left(\frac{1}{\ln\frac{r_4}{r_3}}+\frac{1}{\ln\frac{r_2}{r_1}}\right);$$

$$d_э=\frac{4F_д}{u_д},$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр канала дросселя в *см*; $F_д$ — площадь поперечного сечения канала дросселя в $см^2$; $u_д$ — периметр поперечного сечения канала в *см*; $l_д$ — длина канала дросселя в *см*.

Потери на трение в масляном слое упорного подшипника

$$N=0{,}33\cdot10^{-9}\frac{\mu n^2}{h_o}[(r_4^4-r_3^4)+(r_2^4-r_1^4)]\ квт,$$

где n — число оборотов шпинделя в минуту.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРИМЕНЕНИЮ И КОНСТРУИРОВАНИЮ ШПИНДЕЛЬНЫХ ОПОР С ГИДРОСТАТИЧЕСКИМИ ПОДШИПНИКАМИ

Гидростатические подшипники наиболее целесообразно применять в шпиндельных узлах особо точных станков и тяжелонагруженных шпиндельных опорах, работающих с малыми скоростями, когда затруднено образование гидродинамического масляного слоя. Это объясняется тем, что гидростатические подшипники в большей мере, чем подшипники жидкостного трения других типов, позволяют компенсировать влияние погрешностей формы шеек шпинделя и втулок на стабильность положения оси вращающегося шпинделя (на биение оси). Это позволяет уменьшить погрешности формы обрабатываемых деталей (в частности, некруглость) и получать изделия более точные по сравнению с формой шеек шпинделя. Одновременно существенно понижается шероховатость обработанных поверхностей.

Уменьшение момента трения в опоре, особенно в период пуска (при невращающемся или медленно вращающемся шпинделе момент трения практически равен нулю), позволяет в ряде случаев применять тонкие гибкие ремни и работать с малым натяжением ремней. Последнее позволяет размещать приводной шкив непосредственно на шпинделе и избегать погрешностей обработки, создаваемых приводом (ремнем значительного сечения, опорами разгруженного шкива, приводной муфтой).

Целесообразность применения гидростатических подшипников в тяжелонагруженных опорах, в частности в шпиндельных опорах тяжелых токарных станков, вальцешлифовальных, колесотокарных и др., объясняется тем, что в гидростатической опоре трение всегда жидкостное и шпиндель в момент начала вращения и в период разгона всегда покоится на масляной подушке. В гидростатической опоре отсутствует износ, исчезает опасность схватывания подшипников, резко уменьшается момент трения.

Гидростатический подшипник является системой, состоящей из собственно подшипника — втулки, в которой выполнены несущие карманы; системы дросселей, обеспечивающих поступление определенного количества масла в несущие карманы; фильтров и насосной установки (рис. 53).

Дроссели конструктивно могут составлять либо единое целое со втулкой, либо располагаться вне подшипника, вне данного узла и соединяться с несущими карманами с помощью маслоподводящих трубок.

Рекомендуемые размеры радиальных гидростатических шпиндельных подшипников (втулок) для прецизионных станков приводятся в табл. 13. Там же даны величина расхода масла и жесткость подшипника, вычисленные для давления на входе дросселя, равного $p_н = 20\ кГ/см^2$, и размеры каналов капиллярных дросселей.

Диаметр шейки шпинделя выбирают, исходя из расчетов шпиндельного узла на жесткость и анализа соответствующих конструктивных параметров и эксплуатационных данных существующего парка станков.

Число несущих карманов целесообразно выбирать равным четырем. В этом случае симметричное расположение карманов обеспечивает наилучшие условия для компенсации основной погрешности формы шеек — овальности и обеспечивает практически наибольшую жесткость подшипника при работе с малыми эксцентриситетами (рис. 54). Существующие модели станков

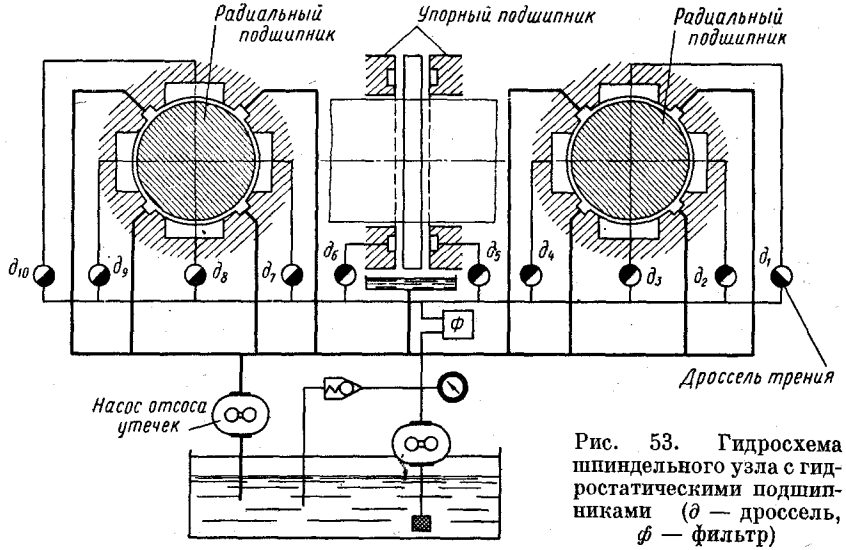


Рис. 53. Гидросхема шпиндельного узла с гидростатическими подшипниками ($д$ — дроссель, $ф$ — фильтр)

с гидростатическими подшипниками имеют, как правило, четырехкарманные подшипники.

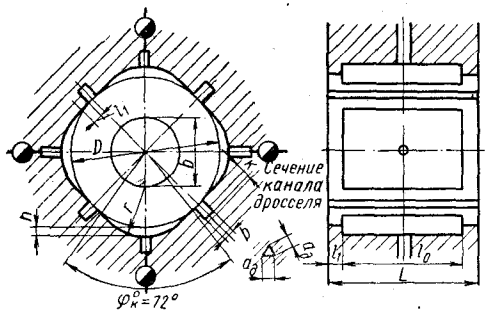
Длину подшипника выбирают из условия получения наибольшей жесткости при наибольшей надежности подшипника. Длину втулки гидростатического подшипника целесообразно принять равной $L = D \div 1{,}2\,D$.

Дальнейшее увеличение длины шейки втулки не вызывает пропорционального увеличения несущей способности подшипника, так как резко возрастает отрицательное влияние технологических погрешностей, несоосности втулок, непрямолинейности образующих рабочих поверхностей втулок и шеек шпинделя и т. д.

Размеры перемычек, ограничивающих карманы подшипника, выбирают такими, чтобы обеспечить наибольшую площадь несущих карманов и одновременно наибольшую жесткость и несущую способность подшипника и в то же время обеспечить наименьшую величину истечения масла из карманов. Практически наиболее

Таблица 13

Рекомендуемые размеры гидростатических радиальных подшипников



D	L	l_0	l_1	b	h	h	$a_д$	Δ в мм	Q в л/мин	P в кГ при $e=1$ мк	j в кГ/мк при $e=0$	$d_э$ в мм	$l_д$ в мм
в мм													
50	50	40	5	2,5	5	1	0,9	0,030	0,208	23,9	26,5	0,52	208
								0,035	0,329	20,45	22,7		131
60	60	48	6	3,0	6	1,2	1,0	0,035	0,329	29,35	32,7	0,576	197
								0,040	0,493	26,3	28,6		131,5
70	70	56	7	3,5	7	1,4	1,1	0,040	0,493	35,8	38,8	0,637	197
								0,045	0,702	23,6	34,5		141
80	80	64	8	4,0	8	1,6	1,32	0,050	0,961	36,7	40,7	0,764	210
								0,055	1,28	32,6	37,0		157
90	90	72	9	4,5	9	1,8	1,45	0,055	1,28	42,0	46,8	0,826	213
								0,060	1,651	39,5	42,9		165
100	100	80	10	5,0	10	2,0	1,52	0,060	1,651	48,8	53,0	0,872	206
								0,065	2,13	47,6	48,9		161
110	110	88	11	5,5	10	2,2	1,62	0,065	2,13	57,5	59,0	0,938	217
								0,070	2,83	51,2	54,8		172
120	120	96	12	6,0	10	2,4	1,68	0,070	2,63	61,0	65,4	0,97	198
								0,075	3,23	67,9	61,0		160

Примечания: 1. Расчеты выполнены для подшипников, смазываемых маслом марки Т (вазелиновое, ГОСТ 1840—51) с температурой $t = 30°C$ и $\mu = 9{,}8$ *спз* при давлении в карманах $p_к = 10$ *кГ/см²* ($p_н = 20$ *кГ/см²*).

2. *Рекомендуемые зазоры Δ справедливы при скоростях на шейках шпинделя* $v \leq 15$ *м/сек*.

3. P — несущая способность подшипника при $e = 1$ *мк*; j — жесткость подшипника при $e = 0$; $p_н$ — давление, создаваемое насосом; Q — расход масла через четырехкарманный подшипник; $d_э$ и $l_д$ — диаметр эквивалентный и длина капиллярного канала дросселя.

целесообразно принять ширину перемычек в осевом и тангенциальном направлениях одинаковой, равной $l_0 = 0{,}1\,D$. Дальнейшее уменьшение ширины перемычек вызывает незначительное увеличение несущей способности подшипника и резко увеличивает объем утечек, что создает серьезные трудности в сборе и возврате утечек. Так, например, в подшипнике $D = 80$ *мм* сокращение ширины перемычек с 8 до 6 *мм* вызывает увеличение несущей способности всего на 10%, а увеличение утечек — примерно на 34%.

Глубина и форма карманов должны быть такими, чтобы в них не возникало гидродинамических эффектов, искажающих их эпюры

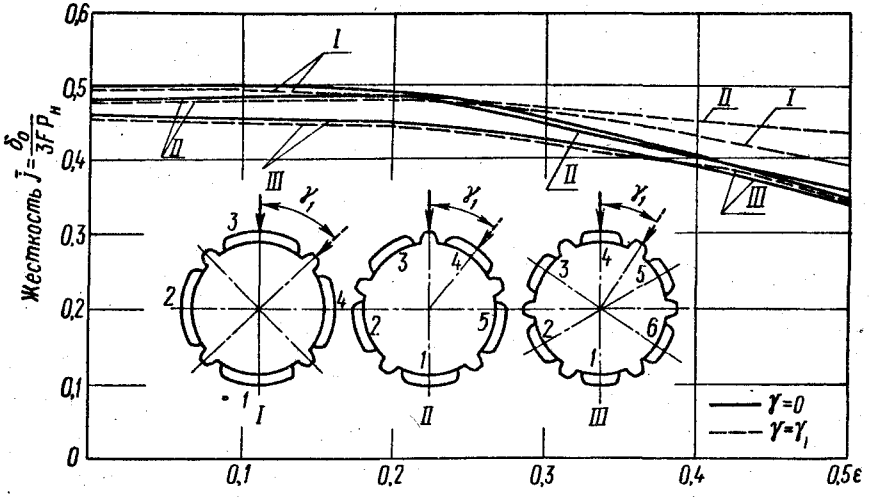


Рис. 54. Изменение жесткости j подшипников в зависимости от числа карманов и относительного эксцентриситета ε (*I*, *II* и *III* — четырех-, пяти- и шестикарманные подшипники, $m=0{,}5$)

давлений в карманах в направлении вращения шпинделя. Экспериментально установлено, что для этого глубина кармана должна быть $H > 50\ \delta_0$.

Диаметральный зазор в подшипнике определяет: жесткость подшипника, его способность компенсировать влияние погрешностей формы шеек на точность обрабатываемых деталей, стабильность положения оси вращающегося шпинделя, расход смазки.

С целью увеличения жесткости подшипника и уменьшения расхода масла диаметральный зазор в подшипнике целесообразно выполнять наименьшим. Однако уменьшение зазора соответственно уменьшает способность гидростатического подшипника компенсировать влияние погрешностей формы шеек шпинделя на правильность геометрической формы обрабатываемой детали (в частности, на круглость). Одновременно увеличивается влияние гидродинамических эффектов, возникающих при вращении шпинделя вследствие его эксцентричного положения, от действующих внешних сил и наличия погрешностей формы шеек. В результате интенсивнее происходит процесс перераспределения давлений в несущих карманах, уменьшается значение величины скорости, при которой возникает полускоростной вихрь.

В литературе величину диаметрального зазора в подшипниках жидкостного трения рекомендуют выбирать в пределах $\psi = 0{,}0004 \div 0{,}0007$ [5].

Для гидростатических подшипников металлорежущих станков, работающих в пределах скоростей $V = 0 \div 15$ *м/сек*, целесообразно величину относительного зазора принимать $\psi = \frac{\Delta}{D} = 0{,}0006 \div 0{,}00065$. Как показали эксперименты, при этих зазорах обеспечивается достаточная жесткость опоры, отсутствие полускоростного вихря и относительно малый расход масла.

Давление в несущих карманах целесообразно выбирать наибольшим, так как оно прямо пропорционально несущей способности и жесткости подшипника. Предельная величина давления практически ограничивается возможностью отвода утечек и надежностью гидроаппаратуры. Чрезмерное уменьшение давления может вызвать появление колебаний шпинделя типа полускоростного вихря. Практически давление в несущих карманах наиболее целесообразно принимать 10—20 *кГ/см*^{2}.

Давление $p_к$ в карманах замкнутого подшипника должно составлять половину давления $p_н$ в маслоподводящей сети ($m = p_к : p_н = 0{,}5$). Это обеспечивает наибольшую несущую способность и жесткость масляного слоя подшипника, работающего с малыми эксцентриситетами (см. рис. 52). Давление $p_к$ в карманах незамкнутых подшипников должно составлять $0{,}65\ p_н$.

Масло, вытекающее из подшипника и удерживаемое уплотнениями, обычно поступает в корпус шпиндельной бабки. Возвращать масло в систему смазки наиболее просто путем естественного стока. Для этого необходимо иметь сливные трубы достаточно большого сечения. В случае затрудненного естественного стока масла необходимо ставить насос отсоса утечек.

Марку масла выбирают по его вязкостной характеристике. Вязкость масла определяет величину потерь на трение в подшипнике и в трубопроводах. Жесткость и несущая способность гидростатического подшипника в случае применения дросселей трения не зависит от вязкости масла.

В легких и средних прецизионных станках, работающих с числами оборотов шпинделей в пределах $n = 0 \div 3000$ в минуту, наиболее целесообразно применять масло марки Т (вазелиновое — ГОСТ 1840—51, имеющего вязкость 5,1 — 7,0 *сст* при 50° С или велосит — ГОСТ 1840—51, имеющее вязкость 4,0 — 5,1 *сст* при 50° С).

В тяжелых станках, работающих с меньшими числами оборотов, целесообразно применение вязких масел: индустриальное 45, автол АК-18 и др. (см. табл. 2).

Перед подачей в подшипник масло тщательно фильтруют фильтрами тонкой очистки, удерживающими твердые частицы размером больше 5—6 *мк* в поперечнике.

В том случае, если в станке необходимо стабилизировать температуру шпиндельных опор, то это наиболее целесообразно осуществить путем стабилизации температуры масла, поступающего в подшипник с помощью фреоновых холодильников, испарители которых встраиваются непосредственно в масляный бак системы смазки.

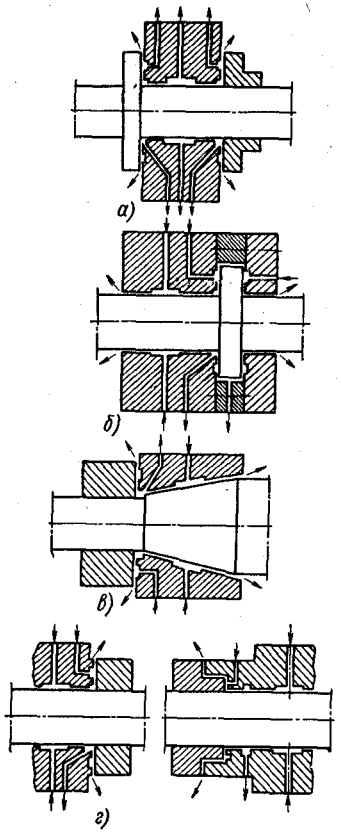


Рис. 55. Схемы компоновок шпиндельных опор с гидростатическими подшипниками

Материал втулок гидростатических подшипников непосредственно не влияет на работоспособность подшипника, так как рабочие поверхности втулки и шейки шпинделя во время работы разделены несущим масляным слоем. Однако при эксплуатации станка неизбежно проворачивание шпинделя в опоре при выключенной масляной системе (при установке патрона, при сборке и т. д.). Поэтому втулки гидростатических подшипников целесообразно выполнять биметаллическими с антифрикционным слоем или целиком из антифрикционных материалов. Наиболее целесоообразно применение бронзы марки Бр. ОЦС-6-6-3 как наименее дефицитной. В малонагруженных шпиндельных опорах возможно выполнение втулок стальными, закаленными.

Шероховатость рабочих поверхностей: Микронеровности, имеющиеся на рабочих поверхностях шейки шпинделя и втулки, увеличивают фактическую величину радиального зазора в подшипнике. Это вызывает изменение величины расхода масла, жесткости и несущей способности подшипника относительно расчетной. Чтобы указанные изменения были наименьшими, чистота рабочих поверхностей втулок должна быть не ниже $\nabla 8$ ($R_a = 0{,}6 \div 0{,}3$ *мк*). В связи с тем, что шейки шпинделей прецизионных станков должны изготовляться с круглостью

не больше $R_{max} = 0{,}5 \div 1{,}0$ *мк*, то практически из технологических требований шейки шпинделей должны изготовляться с чистотой не ниже $\nabla 10$, $\nabla 11$ ($R_a = 0{,}16 \div 0{,}5$ *мк*).

Дроссели трения, выполненные в виде капилляров, обеспечивают независимость жесткости и несущей способности подшипника от температуры масла, наименьшие колебания давления масла в несущих карманах, вызываемые насосом, и наибольшую стабильность положения оси вращающегося шпинделя, ограничивая возможность образования полускоростного вихря. Поэтому применение капиллярных дросселей трения для шпиндельных опор с гидростатическими подшипниками наиболее целесообразно. С целью воз-

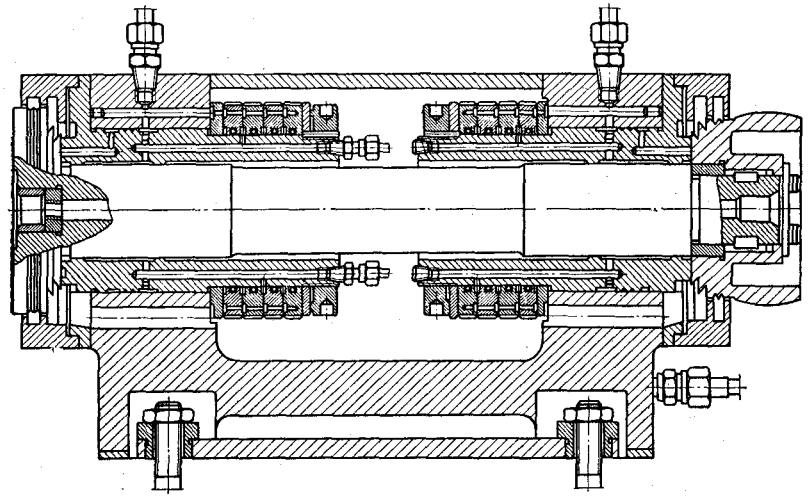


Рис. 56. Расточная головка со шпиндельными гидростатическими подшипниками со встроенными дросселями

можности компенсации технологических погрешностей подшипника наиболее целесообразно применение регулируемых дросселей трения. Это существенно упростит сборку и отладку шпиндельных узлов, в частности установку шпинделя соосно со втулкой.

Конструции дросселей трения приведены на рис. 40, *а*. Рабочие каналы дросселя (капилляры) в поперечном сечении наиболее просто делать в форме равнобедренного треугольника со сторонами в 0,8—1,5 *мм* (длина определяется расчетным путем).

Схемы возможных компоновок шпиндельных прецизионных узлов с гидростатическими подшипниками даны на рис. 55.

На рис. 56 приводится конструкция разработанной в ЭНИМСе расточной головки особо высокой точности со встроенными дросселями. Втулки радиальных подшипников головки конструктивно выполнены так, что они являются базой для четырех дросселей, выполненных в виде пакета дисков, на торцах которых выполнены

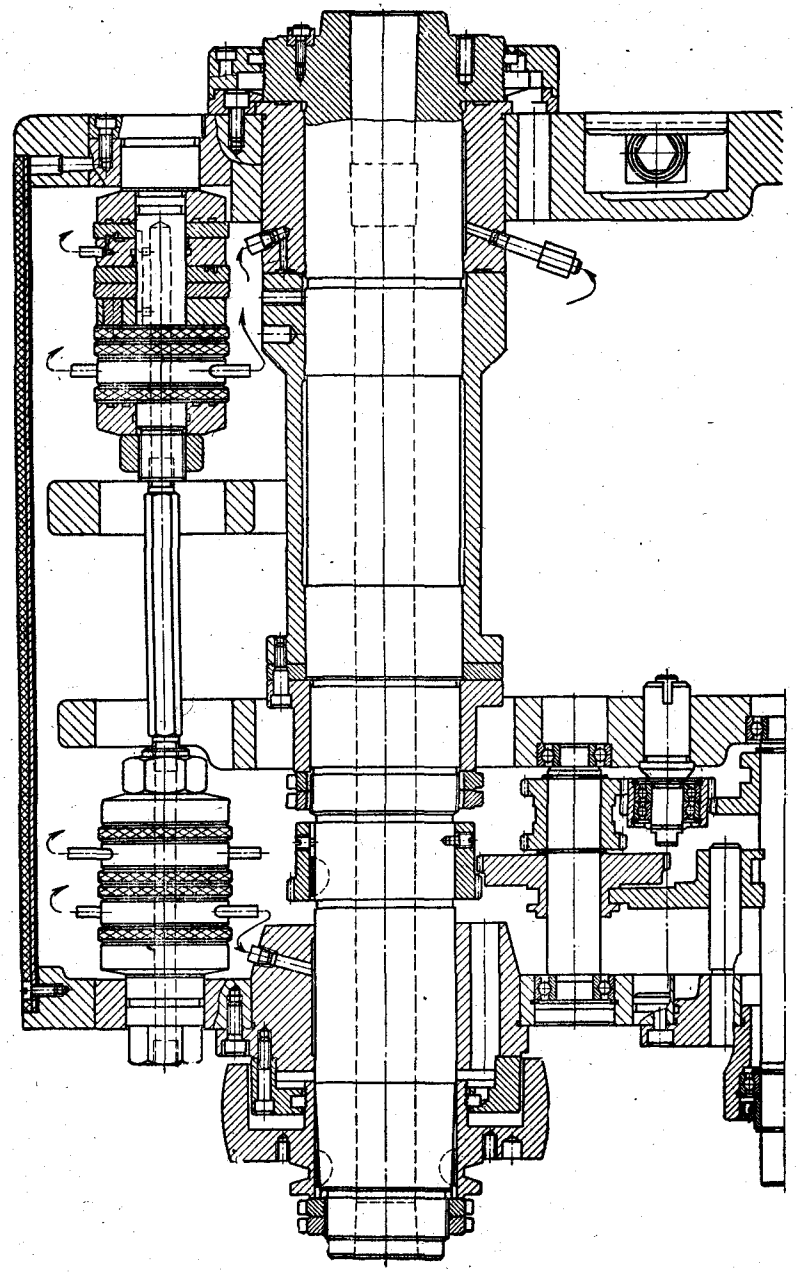


Рис. 57. Шпиндельный узел токарного станка высокой точности завода «Красный пролетарий» и ЭНИМСа

дросселирующие спиральные канавки. На сопрягаемом торце противоположного диска имеется небольшой паз, перекрывающий спиральную канавку. Этот паз позволяет изменять рабочую длину канавки дросселя поворотом диска дросселя.

Дроссели упорных подшипников выполнены в виде спиральных канавок на наружных поверхностях втулок. Регулирование жесткости и несущей способности подшипников осуществляется изменением величины осевого зазора за счет толщины проставочного кольца, устанавливаемого между буртами шпинделя и шкива.

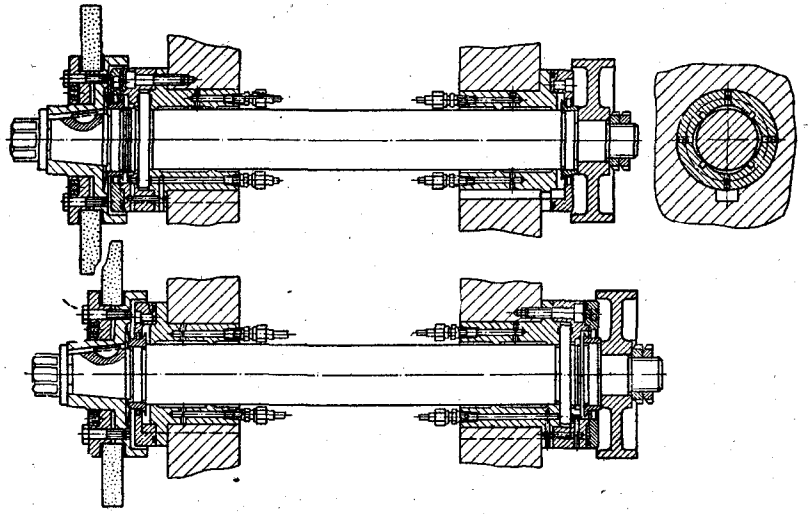


Рис. 58. Шпиндельные узлы шлифовальных станков с гидростатическими подшипниками с вынесенными дросселями

Расточная головка обеспечивает получение изделий с некруглостью $R_{max} = 0{,}2 \div 0{,}5$ *мм* при работе с числами оборотов шпинделя до $n = 6000$ в минуту.

На рис. 57 приведена конструкция шпиндельного узла высокоточного токарного станка, разработанная ЭНИМСом совместно с заводом «Красный пролетарий». Дроссели выполнены в виде пакетов плоских дисков, на торцах которых имеются кольцевые замкнутые капилляры (см. рис. 40), установленные на специальном полом стержне, питающем дроссели маслом от подсоединненой к нему масляной станции.

Радиальные подшипники имеют четыре несущих кармана. Карманы упорного подшипника имеют кольцевую форму и расположены на торцах втулки переднего подшипника. Использование торца втулки переднего радиального подшипника для восприятия осевых сил уменьшает возможные температурные изменения длины шпинделя и температурные смещения переднего конца шпинделя. Привод шпинделя обеспечивается зубчатым ремнем с помощью

шкива, установленного непосредственно на шпинделе. Конструкция узла проста технологически и обеспечивает получение изделий с некруглостью до 0,1—0,2 *мк*.

На рис. 58 приведены конструктивные решения шпиндельных узлов шлифовальных станков, выполненных с гидростатическими подшипниками и вынесенными дросселями. Дроссели обычно располагаются в легкодоступных местах. Для шпиндельных узлов, ограниченных габаритами, известный интерес представляет конструкция шпиндельного узла высокоточного станка со спиральными дросселями, выполненными на наружных поверхностях втулки подшипника, приведенная на рис. 46.

Глава III. ШПИНДЕЛЬНЫЕ ОПОРЫ КАЧЕНИЯ

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛАХ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Работоспособность подшипников качения

Основными критериями работоспособности подшипников качения, применяемых в шпиндельных узлах станков, являются: точность изготовления; радиальная и осевая жесткость; радиальная и осевая несущая способность; быстроходность; момент трения; нечувствительность к перекосам.

При оценке подшипника качения в качестве опоры шпиндельного узла следует учитывать также его габариты (наружный диаметр и ширину при заданном диаметре отверстия подшипника) и технологичность (трудоемкость изготовления самого подшипника и сопряженных с ним деталей, сложность сборки и регулировки опор).

Работоспособность подшипников качения существенно зависит от конструкции, качества изготовления, технологии монтажа и условий работы шпиндельных узлов. Однако первоначальный выбор подшипников качения основывается на данных, указываемых в каталогах заводов — изготовителей подшипников.

Точность подшипников качения, выпускаемых в СССР, регламентируется ГОСТом 520—55*. Этот ГОСТ устанавливает требования на следующие параметры точности подшипников: допустимые отклонения внутреннего диаметра внутренних колец, наружного диаметра наружных колец, ширины колец, допустимые величины биения колец — радиального, торцевого, бокового по дорожкам качения, непараллельности торцов, осевого биения (упорные подшипники) удвоенной эксцентричности дорожек качения тугих колец (упорные подшипники); допустимая высота микронеровностей (класс чистоты) в отверстии внутреннего кольца, на наружной поверхности наружного кольца, на торцах.

* С 1 января 1973 г. вводится в действие ГОСТ 520—71, в котором обозначения и нормы точности приняты в соответствии с рекомендациями ISO (см. табл. 15).

Таблица 14

Допуски на точность подшипников качения (все отклонения в *мк*)

Размер подшипников (диаметр отверстия внутреннего кольца) в *мм*	Класс точности по ГОСТу 520—55	Радиальные и радиально-упорные подшипники								Упорные подшипники				Все подшипники		
		Поле допуска на отклонение диаметра подшипника	Кольца наружные				Кольца внутренние				Поле допуска на отклонение диаметра подшипника	Допустимые биения		Допустимые биения		Посадочная поверхность кольца		Класс чистоты по ГОСТу 2789—59
			Допустимые биения				Допустимые биения											
			радиальное	боковое по дорожке качения			радиальное	боковое по дорожкам качения				радиальное	боковое по дорожке качения	осевое биение		внутреннего	наружного	
							торцевое биение							не свыше	Увеличенный эксцентриситет дорожек качения			Поверхность торцов
			не свыше				не свыше											
Свыше 30 до 50	B	18	10	10	10	10	10	20	10	10	—	—	—	12	45	10	30	8	9	7
	A	12	5	7	7	7	5	13	7	7	—	—	—	12	45	6	18	8	9	7
	C	12	3	4	4	4	3	18	4	4	—	—	—	—	—	—	—	9	9	8
Свыше 50 до 80	B	23	12	12	12	12	12	25	12	12	30	20	25	25	75	10	50	8	9	7
	A	15	6	8	8	8	8	18	8	8	18	13	18	25	75	7	40	8	9	7
	C	15	4	5	5	5	5	10	5	5	18	8	10	—	—	—	—	9	9	8
Свыше 80 до 120	B	30	14	12	12	12	12	25	12	12	39	22	30	25	75	15	50	7	8	6
	A	20	7	8	8	8	8	18	8	8	25	15	20	25	75	8	40	7	8	6
	C	20	5	5	5	5	5	10	5	5	25	9	12	—	—	—	—	8	8	7
Свыше 120 до 180	B	37	16	15	15	15	15	30	15	15	46	25	35	25	75	15	50	7	8	6
	A	25	8	10	10	10	10	20	10	10	30	17	23	25	75	10	30	7	8	6
	C	25	6	6	6	6	6	12	6	6	30	10	14	—	—	—	—	8	8	7
Свыше 180 до 250	B	46	20	15	15	15	15	30	15	15	60	35	45	30	90	20	50	7	8	6
	A	30	10	10	10	10	10	20	10	10	4	23	30	30	90	15	36	7	8	6
	C	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8	8	7
Свыше 250 до 315	B	53	24	17	17	17	17	35	17	17	69	40	50	35	105	25	60	7	8	6
	A	35	12	12	12	12	12	23	12	12	45	27	33	35	—	—	—	7	8	6
	C	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8	8	7

Примечание. Допуски на наружный диаметр приведены для подшипников легкой серии.

Таблица 15

Допуски на точность подшипников по данным зарубежных стандартов и иностранных фирм в *мк* (все отклонения в *мк*)

Размеры подшипника (диаметр отверстия внутреннего кольца в *мм*)	Стандарт (фирма), страна	Обозначение класса точности	Подшипники радиальные и радиально-упорные						Упорные подшипники		
			Кольца внутренние				Кольца наружные				
			Поле допуска на отклонение диаметра отверстия	Допустимые			Поле допуска отклонения наружного диаметра	Допустимые			Поле допуска на отклонение диаметра кольца		Допустимое осевое биение не свыше
				радиальное биение	непараллельность торцов	биение базового торца		радиальное биение	непараллельность торцов	биение базового торца	внутреннего	наружного	
Свыше 50 до 80	Рекомендации ISO	5	9,0	5,0	6,0	8,0	11,0	11,0	8,0	10,0	15	22	4
		4	7,0	4,0	4,0	5,0	9,0	7,0	5,0	5,0	12	13	3
	Стандарт США В3.5—1960	ABEC-5	7,0	2,0	3,0	4,0	8,0	4,0	4,0	3,0	9	10	2
		ABEC-7	7,6	5,1	5,1	7,6	10,2	10,2	7,6	10,2	—	—	—
		ABEC-9	5,0	3,8	3,8	5,1	10,2	7,6	5,1	5,1	—	—	—
			3,8	2,5	1,3	2,5	5,1	5,1	2,5	5,1	—	—	—
	СКФ (Швеция)	SP	9,0	5,0	6,0	8,0	11,0	11,0	8,0	—	12,0	17,0	4,0
		UP	7,0	2,0	3,0	4,0	8,0	8,0	4,0	—	9,0	10,0	2,0
	Тимкен (США)	3	12,7	7,6	—	—	12,7	7,6	—	—	—	—	—
		0	12,7	3,8	—	—	12,7	3,8	—	—	—	—	—
		00	7,6	1,9	—	—	7,6	1,9	—	—	—	—	—
Свыше 80 до 120	Рекомендации ISO	5	10,0	6,0	7,0	9,0	13,0	13,0	8,0	10,0	20	25	4
		4	8,0	5,0	4,0	5,0	10,0	8,0	5,0	5,0	15	15	3
	Стандарт США В3.5—1960	ABEC-5	8,0	3,0	3,0	4,0	9,0	4,0	4,0	3,0	10	11	2
		ABEC-7	7,6	7,6	7,6	7,6	12,7	12,7	7,6	10,1	—	—	—
		ABEC-9	6,4	5,1	3,8	5,1	10,1	7,6	5,1	5,1	—	—	—
			5,1	2,5	1,3	2,5	6,4	5,1	2,5	5,1	—	—	—
	СКФ (Швеция)	SP	10,0	6,0	7,0	9,0	13,0	13,0	8,0	—	15,0	24,0	4,0
		UP	8,0	3,0	3,0	4,0	9,0	4,0	4,0	—	10,0	13,0	2,0
	Тимкен (США)	3	12,7	7,6	—	—	12,7	7,6	—				
		0	12,7	3,8	—	—	12,7	3,8					
		00	7,6	1,9	—	—	7,6	1,9					
Свыше 120 до 180	Рекомендации ISO	5	13,0	8,0	8,0	10,0	18,0	18,0	11,0	13,0	25	30	5
		4	10,0	6,0	5,0	6,0	13,0	11,0	7,0	8,0	18	20	4
		2	10,0	3,0	4,0	5,0	12,0	6,0	5,0	4,0	13	13	3
	Стандарт США В3.5—1960	ABEC-5	10,1	7,6	7,6	10,1	12,7	15,2	12,7	12,7	—	—	—
		ABEC-7	7,6	7,6	5,1	7,6	12,7	10,2	7,6	7,6	—	—	—
		ABEC-9	6,4	5,1	3,8	5,1	7,6	6,4	3,8	6,4	—	—	—
	СКФ (Швеция)	SP	10,0	6,0	7,0	9,0	18,0	18,0	11,0	—	18,0	28,0	5,0
		UP	10,0	3,0	4,0	5,0	12,0	6,0	6,0	—	13,0	15,0	3,0
	Тимкен (США)	3	12,7	7,6	—	—	12,7	7,6	—	—	—	—	—
		0	12,7	3,8	—	—	12,7	3,8	—	—	—	—	—
		00	7,6	1,9	—	—	7,6	1,9	—	—	—	—	—

* Допуски на наружный диаметр установлены для подшипников особо легкой и легкой серии.

В шпиндельных узлах металлорежущих станков используют подшипники класса точности С, А и В. В табл. 14 указаны допуски подшипников этих классов точности (по ГОСТ 520—55).

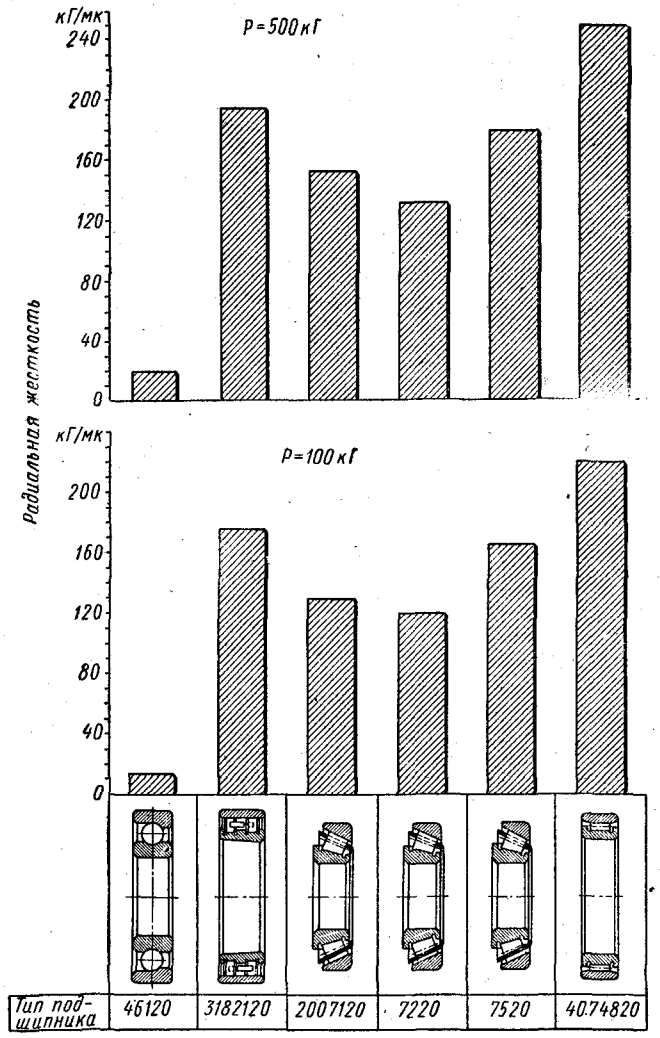


Рис. 59. Радиальная жесткость подшипников качения различных типов

Не все подшипники выпускают по высоким классам точности. Высшие классы точности, согласно ГОСТу 520—55 для подшипников, применяемых в шпиндельных узлах станков, следующие: шарикоподшипники радиальные однорядные; шарикоподшипники радиально-упорные одинарные и сдвоенные; роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами (однорядные и двухрядные); роликоподшипники конические (класс С); шарикоподшипники упорные (класс А); шарикоподшипники радиально-упорные двухрядные; шарикоподшипники сферические двухрядные (класс В).

Точность подшипников, выпускаемых за рубежом, регламентируется соответствующими национальными стандартами и нормалями фирм, а также рекомендациями ISO. В табл. 15 приведены нормы точности подшипников качения по рекомендациям ISO, стандарту США В 35—1960, каталогам фирмы СКФ (Швеция) и Тимкен (США).

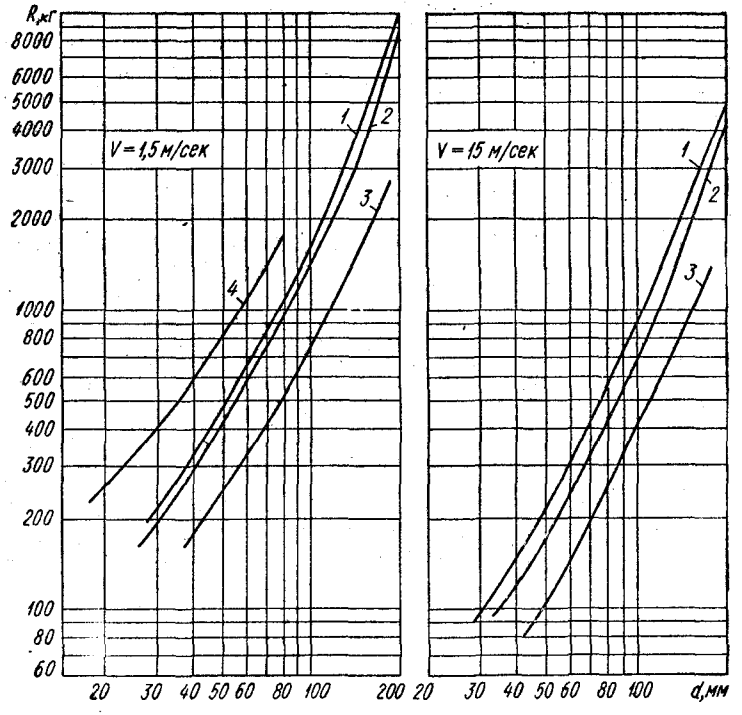


Рис. 60. Несущая способность R подшипников качения при окружной скорости (на шейке шпинделя) $v = 1{,}5$ и $v = 15$ *м/сек*; $h = 12\,000$ *ч*:

1 — роликоподшипники радиальные двухрядные с короткими цилиндрическими роликами типа 3182100; *2* — роликоподшипники конические однорядные типа 2007100; *3* — шарикоподшипники радиально-упорные однорядные типа 46100; *4* — роликоподшипники игольчатые типа 4074100

Жесткость подшипников. На рис. 59 показаны расчетные значения радиальной жесткости j нескольких типов подшипников качения (диаметр отверстия 100 *мм*) при нагрузках 100 и 500 *кГ*

(без учета податливости на поверхности посадки подшипника). Как видно из диаграмм, радиальная жесткость роликоподшипников и игольчатых подшипников значительно превосходит радиальную жесткость шарикоподшипников. Следует отметить, что жесткость подшипника после монтажа зависит от его регулировки (величины зазора или натяга) и точности (см. стр. 212).

Несущая способность подшипников характеризуется а) коэффициентом работоспособности C, выражающим способность не менее 90% подшипников работать определенное время при заданной нагрузке и числе оборотов без выхода из строя из-за усталостного выкрашивания дорожек качения или тел качения. Согласно значениям C определяется долговечность подшипников при заданных нагрузке и быстроходности или несущая способность подшипников при заданных быстроходности и долговечности; б) допустимой статической нагрузкой $Q_{пр}$ на невращающийся подшипник, устанавливаемой из условия ограничения величины возникающих пластических деформаций.

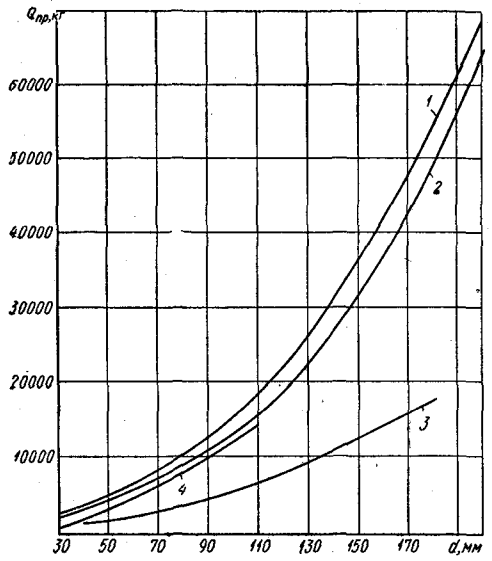


Рис. 61. Статическая несущая способность подшипников качения, $Q_{пр}$ в *кГ*:

1 — роликоподшипники радиальные двухрядные с короткими цилиндрическими роликами типа 3182120; *2* — роликоподшипники конические однорядные типа 2007100; *3* — шарикоподшипники радиально-упорные однорядные типа 46100; *4* — роликоподшипники игольчатые типа 4074100

Значения C и $Q_{пр}$ указываются в каталогах подшипников.

Для распространенных типов подшипников на рис. 60 показана зависимость несущей способности R *кГ* от диаметра отверстия подшипника d *мм* при долговечности $h = 12\,000$ *ч* и окружной скорости шейки шпинделя ($v = 1{,}5$ и $v = 15$ *м/сек*). Эти режимы примерно соответствуют черновым и чистовым режимам обработки на станках.

На рис. 61 сопоставлена предельная статическая несущая способность $Q_{пр}$ различных типов подшипников (по данным каталога [30]).

Быстроходность подшипников качения характеризуется предельным числом оборотов, указываемым в каталогах подшипников, а также одним из следующих параметров: dn_{max}, где d — диаметр отверстия подшипника в *мм*; n_{max} — максимальное число оборотов

Таблица 16

Быстроходность подшипников отечественного производства [30]

Тип подшипника	Серия	Характеристика быстроходности	
		dn_{max} в *мм · об/мин*	$d_{ср}n_{max}$ в *мм · об/мин*
Роликоподшипники:			
с короткими цилиндрическими роликами . . .	3182100	250 000—480 000	360 000—620 000
с коническими роликами радиально-упорные однорядные	2007100	240 000—275 000	300 000—360 000
то же	7200	180 000—250 000	276 000—350 000
с игольчатыми роликами радиальные с бортами на наружном кольце	4074100	96 000—112 500	102 500—150 000
Шарикоподшипники:			
радиально-упорные однорядные с расчетным углом контакта $\beta = 12°$ и $\beta = 26°$	46100	330 000—400 000	435 000—540 000
то же	46200	250 000—380 000	364 000—500 000
упорные одинарные .	8100	120 000—225 000	135 000—275 000
то же	8200	120 000—180 000	144 000—231 000

Примечание. По данным работы [14], радиальные и радиально-упорные шарикоподшипники обеспечивают быстроходность $d_{ср}n_{max} > 1 \cdot 10^6$ *мм · об/мин* при изготовлении и по специальным ТУ и при смазке масляным туманом.

Таблица 17

Предельная быстроходность подшипников высоких классов точности [14, 28, 43]

Тип подшипника	Характеристика быстроходности в *мм·об/мин*	
	dn_{max}	$d_{ср}n_{max}$
Роликоподшипники:		
с короткими цилиндрическими роликами (двухрядные)	360 000— 480 000	450 000—620 000
с коническими роликами	180 000— 250 000	270 000—360 000
радиальные с игольчатыми роликами (с сепараторами)	320 000— 400 000	380 000—480 000
Шарикоподшипники:		
радиально-упорные однорядные с $\beta = 26 \div 40°$	250 000— 320 000	385 000—440 000
радиально-упорные с углом контакта $\beta = 12°$ для высокоскоростных шпинделей (смазки масляным туманом)	720 000—1 200 000	1 000 000—1 800 000
упорные одинарные	150 000— 200 000	180 000—250 000
упорно-радиальные с $\beta = 60°$.	200 000— 250 000	224 000—340 000

в минуту или $d_{ср}n_{max}$, где $d_{ср} = 0{,}5\,(d+D)$; D — наружный диаметр подшипника в *мм*.

Более представительную характеристику быстроходности подшипников дает параметр $d_{ср}n_{max}$; однако параметр dn_{max} облегчает сопоставление быстроходности подшипников качения и скольжения. Иногда указывают предельную окружную скорость v *м/сек* шейки шпинделя, установленного в данном подшипнике. В табл. 16 и 17 приведены характеристики быстроходности подшипников.

Момент трения подшипников качения часто условно выражают произведением нагрузки на радиус вала и на условный коэффициент трения $f_{пр}$.

Для распространенных типов подшипников значения $f_{пр}$ согласно работам [2, 14, 30, 34, 40, 43] примерно следующие:

Радиальные однорядные шарикоподшипники . . .	0,002—0,004
Радиально-упорные подшипники	0,002—0,003
Роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами	0,002—0,003
Конические роликоподшипники	0,004—0,008
Игольчатые роликоподшипники	0,004—0,008

На величину момента трения в подшипнике оказывают большое влияние точность подшипника, вязкость и режим смазки, режим работы (скорость вращения, нагрузка) и т. п. (см. стр. 220).

Таблица 18

Сравнительная характеристика параметров работоспособности подшипников качения, применяемых в шпиндельных узлах станка

Тип подшипников	Точность вращения	Жесткость		Несущая способность		Допустимая быстроходность	Легкость хода	Способность работать при умеренных перекосах	Способность воспринимать комбинированную нагрузку
		радиальная	осевая	при вращении	статическая				
Шарикоподшипники:									
радиальные однорядные .	5	3	2	3	3	4	4	3	3
радиально-упорные	5	3	3	3	3	5	4	3	4
упорные	4	0	5	4	4	3	4	2	0
Роликоподшипники:									
радиальные с короткими цилиндрическими роликами	5	5	0	5	5	4	5	1	0
конические	5	5	4	5	5	3	2	2	5
игольчатые*	4	5	0	5	4	2*	2	1	0

Примечание. 0 — совершенно неудовлетворительная; 1 — очень плохая; 2 — плохая; 3 — удовлетворительная; 4 — хорошая; 5 — очень хорошая.

* Это не относится к игольчатым подшипникам особой конструкции.

Сравнительная характеристика основных типов подшипников качения, применяемых в шпиндельных узлах станков. В табл. 18 на основе приведенных выше данных сопоставлены (качественно) по основным критериям работоспособности распространенные типы подшипников. Как видно по таблице, ни один из типов подшипников не обладает в равной степени высокими показателями по всем критериям работоспособности. Подшипники по указанным критериям выбирают в соответствии с особенностью конструкции и специфическими требованиями, предъявляемыми к шпиндельным узлам различных типов станков.

Подшипники качения, специально предназначенные для шпиндельных узлов металлорежущих станков

В станкостроении применяют ряд типов подшипников качения, специально предназначенных для установки в шпиндельные узлы станков. Наибольший интерес представляют следующие конструкции.

Роликоподшипники радиальные двухрядные с короткими цилиндрическими роликами (тип 3182100 и 4162900). Радиальные двухрядные роликоподшипники 3182100 — наиболее распространенный тип подшипников качения, применяемый в шпиндельных узлах металлорежущих станков отечественного производства. Эти подшипники, выпускаемые в габаритных размерах особо легкой серии, обладают высокой несущей способностью, жесткостью и быстроходностью. Наличие конического отверстия у внутреннего кольца подшипника (конусность 1 : 12) позволяет регулировать радиальный зазор в подшипнике посредством осевого перемещения внутреннего кольца подшипника относительно конической шейки шпинделя. На рис. 78—81 показаны примеры установки таких подшипников в шпиндельных узлах станков. В средних и тяжелых станках применяют иную модификацию описанных подшипников — подшипники типа 4162900. Они отличаются тем, что гладкая (без буртов) дорожка качения находится не на наружном кольце (как у подшипников типа 3182100), а на внутреннем кольце. Такое изменение конструкции роликоподшипников делает возможным их изготовление в габаритах сверхлегкой серии (при сохранении достаточной жесткости и несущей способности). Меньший (чем у подшипников типа 3182100) диаметр наружного кольца (при одинаковом внутреннем диаметре) делает двухрядные роликоподшипники типа 4162900 особо пригодными для установки в шпиндельных узлах расточных станков (где шпиндель вращается в шпинделе), продольно-фрезерных станков (где шпиндель размещается в выдвижной пиноли) и т. п.

Конические роликоподшипники типа Гаме (производство фирм Ла прецизион индустриель, Франция, и Гаме, Англия) выпускаются в пяти различных конструктивных исполнениях: двухрядный конический роликоподшипник с буртом (рис. 62, *а*) и без бурта

на наружном кольце; однорядный конический роликоподшипник с буртом и без бурта на наружном кольце; однорядный конический роликоподшипник с широким наружным кольцом и встроенными пружинами для предварительного натяга (рис. 62, *б*).

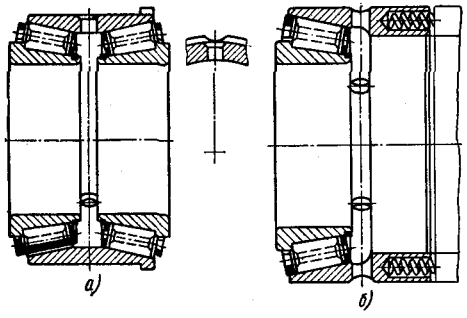


Рис. 62. Конические роликоподшипники типа Гаме:

а — двухрядный конический роликоподшипник с буртом на наружном кольце; *б* — однорядный конический роликоподшипник с широким наружным кольцом и отверстиями для установки пружин

Отличительной особенностью подшипников типа Гаме является особая конструкция сепаратора, снабженного отверстиями, который занимает почти все свободное пространство между дорожками качения наружного и внутреннего кольца. В подшипниках Гаме применяют полые ролики. В результате создается система каналов, по которым под влиянием центробежных сил циркулирует смазка. У двухрядных роликоподшипников Гаме количество роликов, установленных в сепараторе переднего кольца и сепараторе заднего кольца, различно (в сепараторе переднего кольца на один ролик больше). Это улучшает динамические свойства подшипника.

Наличие бурта на наружном кольце позволяет использовать при монтаже очень удобную базу в виде плоского торца шпиндельной бабки; диаметры отверстий внутренних колец двухрядного подшипника (переднего и заднего) не одинаковые, диаметр заднего кольца на несколько микрон больше; этим путем обеспечивается необходимая свобода перемещения заднего кольца подшипника при регулировке зазора-натяга. Подшипник типа Гаме, показанный на рис. 62, *б*, отличается тем, что в свободной от роликов части наружного кольца размещаются пружины, создающие осевой предварительный натяг роликоподшипников.

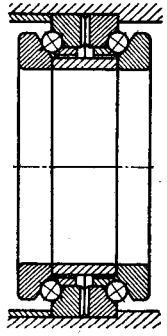


Рис. 63. Упорно-радиальный шарикоподшипник фирмы СКФ, тип 234400

Подшипники типа Гаме (всех исполнений) выпускают размером от 25 до 506 *мм* (диаметр отверстия внутреннего кольца). На рис. 102 и 114 показаны примеры установки подшипников типа Гаме в шпиндельных узлах станков.

Упорно-радиальные двухрядные шарикоподшипники типа 234000 (рис. 63) с углом контакта 60° (производство фирмы СКФ) применяют для работы в шпиндельных узлах металлорежущих

станков совместно с прецизионными двухрядными подшипниками с короткими цилиндрическими роликами типа *NN*30.. К (по классификации фирмы СКФ, тип 3182100 по ГОСТу 7634—56). Назначение подшипников типа 234000 — воспринимать осевую нагрузку, т. е. функционально он подобен обычному упорному шарикоподшипнику. *Несущая способность и жесткость упорно-радиальных* подшипников не меньше, чем обычных упорных шарикоподшипников, в то же время вследствие конструктивных особенностей подшипника (угол контакта 60°, шарики относительно малого диаметра и соответственно более легкие, особое устройство сепаратора) он работает при значительно (≈ в 1,5 раза) более высоких числах оборотов, чем обычные упорные шарикоподшипники. При равном числе оборотов нагрев упорно-радиальных шарикоподшипников существенно меньший, чем у упорных шарикоподшипников.

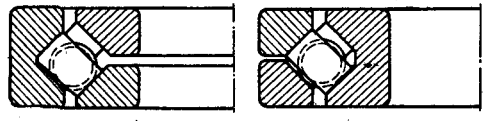


Рис. 64. Крестово-роликовый подшипник фирмы Тимкен:

а — с двумя внутренними кольцами; *б* — с двумя наружными кольцами

Двухрядный упорно-радиальный шарикоподшипник (рис. 63) состоит из двух внутренних колец, двух наружных колец, двух комплектов шариков с сепаратором и дистанционного кольца, которое предназначено для ограничения величины предварительного натяга. Подшипники выпускают в двух исполнениях: серия 234400 и 234700. Разница между ними только в диаметре отверстия внутреннего кольца. В том случае, когда упорно-радиальный шарикоподшипник размещен со стороны малого диаметра конического отверстия радиального двухрядного роликоподшипника (см. рис. 100 и рис. 108), применяют подшипники серии 234400. В том случае, когда упорный подшипник размещен со стороны большего диаметра конического отверстия радиального двухрядного роликоподшипника (см. рис. 113), применяют подшипники серии 234700.

Упорно-радиальные шарикоподшипники выпускают диаметром от 25 до 200 *мм*.

Крестово-роликовые конические подшипники для планшайб станков выпускает фирма Тимкен. Подшипники предназначены для восприятия радиальной и осевой нагрузки, а также значительного опрокидывающего момента в карусельных, зуборезных станках и поворотных столах. Подшипник (рис. 64, *а*, *б*) представляет собой соединение двух конических роликоподшипников, с общим наружным (рис. 64, *а*) или внутренним (рис. 64, *б*) кольцом и общим сепаратором. Внутреннее (рис. 64, *а*) или наружное (рис. 64, *б*) кольцо выполнено из двух частей; сближением этих колец создается предварительный натяг.

Ролики через один под углом 90° друг к другу разделены пластмассовыми вставками.

Такое устройство подшипников дает возможность создания «бесшпиндельной» конструкции опоры столов карусельных, зубофрезерных станков и делительных столов (см. рис. 106), т. е. совмещение в одной опоре функций круговых направляющих, переднего и заднего подшипников. Рекомендуется, чтобы отношение среднего диаметра к диаметру планшайбы было не ниже 0,5.

Радиальные игольчатые подшипники с упругим наружным кольцом (рис. 65) и с саморегулированием величины предварительного натяга выпускает фирма ИНА (ФРГ). В исполнении NA49 ..S (рис. 65, *а*) подшипник состоит из наружного и внутреннего колец и комплекта игл с сепаратором. В исполнении RNA49..S (рис. 65, *б*) внутреннего кольца нет; внутренняя дорожка качения шлифуется на шпинделе.

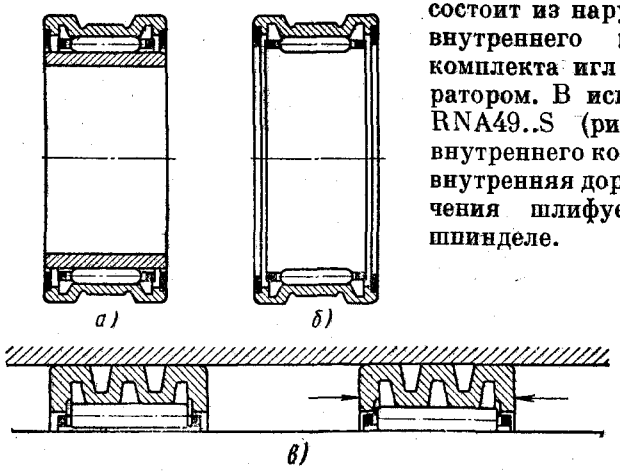


Рис. 65. Игольчатый подшипник фирмы ИНА:

а — тип NA49; *б* — тип RNA49; *в* — схема регулировки величины предварительного натяга

Основная отличительная особенность подшипников описываемого типа — упруго-деформируемое наружное кольцо. Сжимая это кольцо в осевом направлении (рис. 65, *в*), можно создать предварительный натяг, при котором во всем диапазоне чисел оборотов обеспечивается беззазорная работа шпинделя. Подшипники выпускают с диаметром отверстия от 30 до 100 *мм*. Пример применения подшипников ИНА показан на рис. 103, однако широкого применения в станках эти подшипники не нашли из-за относительно невысокой точности.

Игольчатые подшипники типа «Дельта» (производство фирмы Наделла, Франция) устроены так, что после монтажа подшипника в нем возникают три зоны зазора (расположенные под углом 120°), в которых происходит выравнивание (устранение перекосов) и охлаждение игольчатых роликов. Вследствие этого

быстроходность, точность и долговечность подшипников типа Дельта существенно выше, чем у игольчатых подшипников обычного типа.

Подшипник типа Дельта (рис. 66, *а*) состоит из наружного кольца, внутреннего кольца комплекта игольчатых роликов. На наружном кольце имеются три выступа, расположенные со смещением 120° по окружности. По выступам происходит сопряжение наружного кольца с корпусом или гильзой (рис. 66, *в*). Этим облегчается упругая деформация наружного кольца подшипника при регулировке зазора — натяга.

Поскольку контакт между наружным кольцом подшипника и корпусом (или гильзой) происходит по трем отдельным участкам (выступам), деформация кольца происходит так, что возникает зона большого зазора, где происходит охлаждение и смазка игольчатых роликов, а также их самоустановка (устранение возможных перекосов).

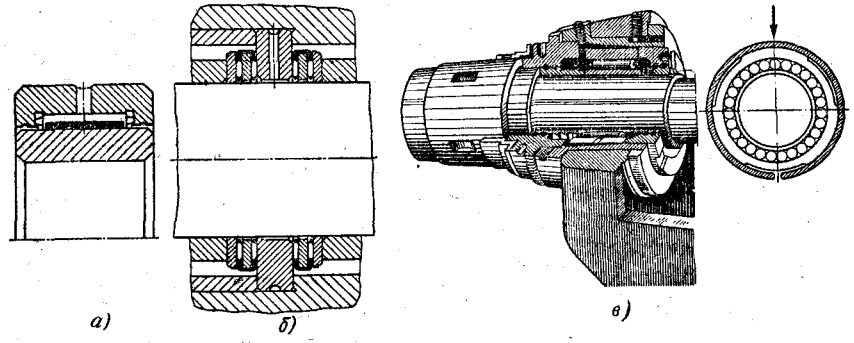


Рис. 66. Игольчатые подшипники фирмы Наделла:

а — радиальный игольчатый подшипник типа «Дельта»; *б* — упорный игольчатый подшипник; *в* — установка радиального игольчатого подшипника типа «Дельта» конической гильзы с прорезью

Упорные игольчатые подшипники типа AXJ (рис. 66, *б*) с массивным кольцом предназначены для работы при высоких числах оборотов. В подшипнике двойной сепаратор устанавливают между шпинделем и корпусом. При этом каждый отдельный сепаратор вращается со скоростью, равной половине скорости шпинделя. Сепараторы с набором игольчатых роликов удерживаются по обе стороны центрального кольца. Их устанавливают на вал с зазором в несколько десятков миллиметров.

Для восприятия переменной по направлению осевой нагрузки в шпиндельном узле устанавливают два комплекта двойных сепараторов со средним опорным кольцом. Между ними устанавливают дистанционное кольцо, на котором размещены отверстия, обеспечивающие подачу масла на дорожки качения.

Эта разновидность двухрядных игольчатых подшипников обеспечивает быстроходность $d_{ср}n_{max} = 450\,000$ *мм · об/мин*.

Упорные подшипники типа AXJ выпускают с диаметром отверстия от 20 до 120 *мм*. В нормальном исполнении осевое биение не превышает 5 *мк*, в прецизионном исполнении 2 *мк*, и в особо прецизионном исполнении 1 *мк*.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ

Требования, предъявляемые к шпиндельным узлам металлорежущих станков

Работоспособность станков в значительной мере определяется точностью вращения шпинделей, статической и динамической жесткостью шпиндельного узла, предельно допустимыми числами оборотов, нагревом, несущей способностью и долговечностью подшипников. Лишь немногие из перечисленных параметров работоспособности в настоящее время нормируются.

Требования к точности вращения шпинделей станков регламентируются Государственными стандартами СССР [25] по следующим параметрам: радиальное биение центрирующей шейки шпинделя, радиальное биение конического отверстия шпинделя, радиальное биение оправки, установленной в коническом отверстии шпинделя (у торца шпинделя и на заданном расстоянии от торца шпинделя), осевое биение шпинделя, торцевое биение опорного бурта шпинделя. С точностью вращения шпинделя связаны некоторые технологические проверки, предусмотренные ГОСТами, в первую очередь, круглость формы, отсутствие овальности. В табл. 19 выборочно указаны нормы точности вращения шпинделей некоторых станков.

Требования к жесткости шпиндельных узлов не регламентированы. Требуемая жесткость шпинделя может быть получена из баланса жесткости станка.

Требования к жесткости шпинделя могут быть обусловлены также задачей обеспечения нормальных условий работы его подшипников. Так, фирма СКФ рекомендует [43] при проектировании шпиндельных узлов обеспечивать жесткость тела шпинделя в соответствии со следующими нормами.

Жесткость $j_{пр}$ двухопорного шпинделя должна быть не менее: 25 *кГ/мк* — у токарных станков, токарных автоматов и других станков нормальной точности; 50 *кГ/мк* — у токарных станков, расточных станков, шлифовальных станков и других станков высокой точности.

Указанные нормативы установлены для значений $j_{пр} = \frac{P}{y}$, где P — сила в *кГ*, приложенная в середине пролета между опорами;

Таблица 19

Нормы точности для шпиндельных узлов станков (отклонения в *мк*)

Тип станка	Характеристика размера станка в *мм*		Контролируемый параметр																													
			Радиальное биение оси вращения шпинделя у торца				Радиальное биение центрирующей шейки шпинделя						Осевое биение шпинделя						Торцевое биение опорного бурта						Точность формы образца (круглость)					
			Класс точности станка																													
			Н	П	В	А	Н	П	В	А	С	Н	П	В	А	Н	П	В	А	Н	П	В	А	Н	П	В	А	Н	П	В	А
Токарно-винторезные	Диаметр обрабатываемой детали	До 200	8	5	3	2	8	5	3		2	5	3	2	1,2	10	6	2	2,5	6	4	2,5	1,6								
		Св. 200 до 400	10	6	4	2,5	—	10	6	4	2,5	7	4	2,5	1,6	15	10	5	2	8	5	3	2								
		Св. 400 до 800	12	8	—	—	—	12	8	—	—	10	6	—	—	20	12	—	—	12	8	—	—								
		Св. 800 до 1600	20	12	—	—	—	20	12	—	—	15	10	—	—	25	16	—	—	20	12	—	—								
Автоматы одношпиндельные продольного точения	Наибольший диаметр обрабатываемой детали	До 6	—	—	—	—	—	8	5	3	—	—	3	2	1,2	—	—	—	—	—	8	5	3								
		Св. 6 до 16	—	—	—	—	—	12	7	5	—	—	5	3	2	—	—	—	—	—	10	6	4								
Алмазно-расточные горизонтальные	Диаметр опоры шпинделя	До 50	—	4	2,5	—	—	—	—	—	—	—	3	2	—	—	4	2,5	—	—	—	5	3								
		Св. 50 до 80	—	5	3	—	—	—	—	—	—	—	4	2,5	—	—	—	5	3	—	—	6	4								
		Св. 80	—	6	4	—	—	—	—	—	—	—	5	3	—	—	6	4	—	—	8	5	—								
Внутришлифовальные	Наибольший диаметр обрабатываемой детали	До 200	—	—	1,2	1,2	—	5	3	2	—	—	5	3	2	—	8	5	3	—	—	—	—								
		Св. 200 до 400	—	—	2,5	2,5	—	6	4	2,5	—	—	6	4	2,5	—	10	6	4	—	—	—	—								
		Св. 400 до 800	—	—	—	—	—	8	—	—	—	—	8	—	—	—	12	—	—	—	—	—	—								

y — прогиб шпинделя в *мк*. Приближенно жесткость может быть вычислена по формуле

$$j_{пр} = 53 \frac{D^4 - d_1^4}{l^3} \text{ кГ/мк}, \quad (1)$$

где D — средний диаметр шпинделя в пролете между опорами в *мм*; d_1 — средний диаметр отверстия в шпинделе в *мм*; l — расстояние между средними сечениями подшипников шпинделя.

Требования к быстроходности шпинделей и диапазону изменения чисел оборотов определяются назначением, конструктивными и технологическими особенностями станков.

В табл. 20 дана характеристика быстроходности и диапазонов регулирования числа оборотов распространенных типов станков.

Таблица 20

Быстроходность шпиндельных узлов станков на подшипниках качения

Тип станка	Скоростной параметр dn_{max} *мм · об/мин*	Диапазон изменения чисел оборотов $\frac{n_{max}}{n_{min}}$
Токарные	150 000—210 000	80—125
Токарно-револьверные, токарные автоматы	180 000—250 000	10—25
Фрезерные	150 000—200 000	40—50
Расточные (расточной шпиндель)	120 000—150 000	125—150
Шлифовальные головки внутришлифовальных станков	500 000—600 000	1,0

Примечание. У особо быстроходных $dn_{max} = 500\,000$ *мм · об/мин*.

К наиболее быстроходным относятся шпиндели шлифовальных головок и головок алмазно-расточных станков. Относительно высокий уровень быстроходности характерен также для некоторых видов токарных станков (автоматы). На работу шпиндельных узлов влияет диапазон регулирования числа оборотов.

При конструировании шпиндельных опор, работающих в широком диапазоне чисел оборотов, возникают значительные трудности, связанные с нестабильностью температуры опоры и соответственно постоянными изменениями величины зазора натяга (см. стр. 243). Особо неблагоприятны в этом отношении условия работы токарных и расточных станков.

Требования к несущей способности шпиндельных опор. Несущая способность (коэффициент работоспособности C) и предельно допустимая статическая нагрузка $Q_{пр}$ подшипников шпиндельных

узлов, выбранных по критерию жесткости узла, как правило, удовлетворяет требованиям, предъявляемым к шпиндельным опорам станков. Исключение составляют шпиндельные опоры тяжелых станков и вращающихся центров задних бабок. В таких узлах иногда применяют подшипники с особо высокой несущей способностью, например упорные роликоподшипники со сфероконическими роликами (тип 9003900).

Требования к долговечности шпиндельных опор. Особой регламентации долговечность опор качения шпиндельных узлов, как правило, не подлежит. Исключение составляют шлифовальные головки и алмазно-расточные головки, для которых, в ряде случаев, устанавливают гарантийные сроки службы.

Согласно действующей системе ППР [5] предусматривается ремонт шпиндельных узлов с заменой подшипников при первом среднем ремонте. Вместе с тем опыт эксплуатации лучших моделей станков показывает, что для большинства видов опор (за исключением особо быстроходных шпиндельных узлов либо шпиндельных узлов, работающих в особо тяжелых условиях по нагрузке или загрязнению) возможна работа без замены и регулировки подшипников до капитального ремонта станка. Расчетная долговечность для большинства опор качения шпиндельных узлов станка как по точности, так и по критерию повреждений превышает 12 000—20 000 *ч* работы подшипника.

Допустимый нагрев подшипников шпиндельных узлов. Норма предельно-допустимого нагрева подшипников в настоящее время установлена лишь для станков нормальной точности. Допустимый нагрев на наружном кольце принят 70° С.

В соответствии со сложившейся практикой производства станков высокой точности можно рекомендовать примерные величины допустимого нагрева наружных колец подшипников качения, указанные ниже.

Класс точности станка	П	В	А	С
Допустимая температура наружного кольца в °С	50—55	40—45	35—40	28—30

Точность вращения шпинделей

Точность вращения шпинделей является важнейшей характеристикой шпиндельного узла, в значительной мере определяющей точность обработки деталей на станке. В шпиндельных узлах на опорах качения точность вращения зависит от точности изготовления подшипников и сопряженных с подшипниками деталей шпиндельного узла, от качества монтажа, от регулировки подшипников (величины зазора-натяга) и от числа оборотов шпинделя, при котором обрабатываются детали. Решающей предпосылкой для производства высокоточных шпиндельных узлов является

соответствие точности вращения подшипников требованиям к точности шпиндельных узлов [1].

Для шпиндельных узлов любой конструкции зависимость между радиальным биением внутренних колец подшипников, радиальным биением шеек шпинделей и радиальным биением центрирующей шейки шпинделя (под патрон) или конического отверстия шпинделя может быть определена методами, принятыми при анализе размерных цепей. Такие расчеты особенно эффективны при проектировании сложных (составных) шпиндельных узлов с двумя (или более) независимо вращающимися один в другом шпинделями.

Для обычных двухопорных шпиндельных узлов (с произвольным числом подшипников в одной опоре) соотношение между биениями внутренних колец подшипников и биением центрирующей

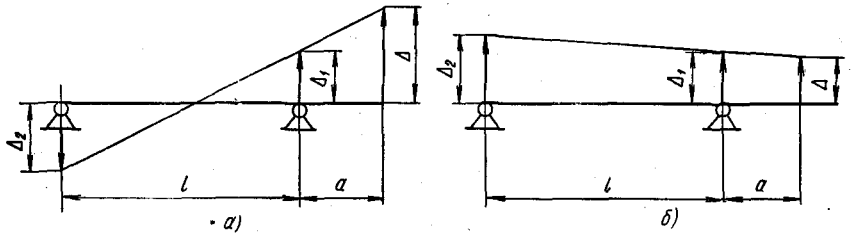


Рис. 67. Схема биения шпинделя

(под патрон) шейки шпинделя (либо конического отверстия шпинделя) при условии, что векторы биений лежат в одной плоскости, может быть выражено, в соответствии со схемой рис. 67, следующей формулой [14]:

$$\Delta = 1{,}5\left[\frac{\Delta_1}{\sqrt{m_1}} \pm \frac{1}{k}\left(\frac{\Delta_1}{\sqrt{m_1}} + \frac{\Delta_2}{\sqrt{m_2}}\right)\right], \qquad (2)$$

где Δ_1 — радиальное биение подшипников передней опоры; Δ_2 — радиальное биение подшипников задней опоры в *мм*; $k = \frac{l}{a}$; l — расстояние между опорами шпинделя в *мм*; a — расстояние от передней опоры шпинделя до плоскости измерения в *мм*; m_1 — число подшипников в передней опоре; m_2 — число подшипников в задней опоре.

Известными приемами взаимной ориентации эксцентриситетов колец подшипников [13] можно достигнуть заметного уменьшения биения шпинделя в собранном шпиндельном узле, так как в данном случае взаимодействие эксцентриситетов сводится к более благоприятной схеме размещения биений (рис. 67, *б*). Для облегчения взаимной компенсации эксцентриситетов при сборке шпин-

[1] Данные о точности подшипников см. на стр. 193, требования к точности шпиндельных узлов — на стр. 207.

дельных узлов выпускающие высокоточные подшипники качения фирмы Тимкен, ФАГ и др. отмечают на кольцах точки максимального биения.

Радиальное биение центрирующей шейки шпинделя не единственная характеристика точности вращения шпинделя. Некруглость и волнистость дорожек качения и разноразмерность, некруглость и волнистость тел качения порождают смещения шпинделя с частотой, отличной от частоты оборотов шпинделя, и амплитудой каждой частотной составляющей, как правило, меньшей амплитудой биений с частотой оборотов шпинделя. Результирующая величина (векторная сумма) всех составляющих биения шпинделя, имеющих частоту, отличную от частоты вращения шпинделя, именуется в дальнейшем биением оси вращения шпинделя.

Установлено [28], что наименьшее отклонение от круглости, достигнутое на данном станке при оптимальных условиях обработки детали, близко по величине к величине биения оси вращения шпинделя. При высоких числах оборотов шпинделя некруглость изделий заметно больше, чем биение оси вращения шпинделя. Соотношение между этими величинами с повышением числа оборотов изменяется по-разному у различных станков, что объясняется неодинаковой интенсивностью динамического воздействия привода и различной динамической жесткостью шпиндельных узлов.

В табл. 21 указаны классы точности подшипников, необходимых для комплектования шпиндельных узлов высокоточных станков.

Таблица 21

Рекомендуемый класс точности радиальных подшипников качения, устанавливаемых в шпиндельные узлы станков

Класс точности станка по нормали Н70-11	Класс точности подшипников, устанавливаемых в шпиндельные узлы станков, по ГОСТу 520—55		Примечание
	Передняя опора	Задняя опора	
Н	СА	А	Допустимые отклонения для подшипников класса точности выше С (диаметр отверстия 50—120 *мм*) примерно следующее: разностенность внутреннего кольца 0,8—1,5 *мк*; разностенность наружного кольца 1,5—2,0 *мк*; *волнистость дорожек качения 0,1—0,2 мк*; конусность отверстия ±1,5 *мк*; непараллельность торцов 1,5—2 *мк*; разноразмерность тел качения (в комплекте) 0,3—0,5 *мк*; некруглость тел качения 0,2—0,3 *мк*.
П	С	А	
В	Выше С	С	
А	» С[1]	Выше С[1]	
С	» С[1]	» С[1]	

[1] Радиальные подшипники качения точностью выше класса С в настоящее время ГОСТом 520—55 не охвачены. Класс точности выше С примерно соответствует классу АВЕС-9 (по стандарту США В 3.5.—1960), классу 2 (по проекту рекомендаций JSO) и классу UP (по нормали фирмы СКФ, Швеция). Соответствующие допуски указаны в табл. 15.

Точность упорных подшипников, устанавливаемых в шпиндельные узлы станков, должна быть примерно следующая:

Класс точности станка	Н,П	В,А	С
Класс точности подшипников качения	А	С	Выше С

Упорные подшипники качения с точностью класса С и выше С в настоящее время ГОСТом 520—55 не охвачены. Классу точности С соответствует класс 4 ISO, классу точности выше С — класс UP (по нормали фирмы СКФ).

У отдельных типов станков в ряде случаев целесообразны отклонения от приведенных выше рекомендаций (в пределах одного класса точности) в связи с особенностями конструкции станков.

Так, в шпиндельных узлах станков нормальной точности, предназначенных для использования на заготовительных и черновых операциях или при невысоких требованиях к точности обработки (болторезные, отрезные, сверлильные станки и т. п.), целесообразно применение подшипников качения классов точности А и АВ вместо подшипников класса СА и А.

Жесткость опор шпинделей

Жесткость шпиндельных узлов в значительной мере определяет точность обработки деталей на металлорежущих станках. Упругие отжимы шпинделя возникают в результате податливости опор шпинделя, собственного прогиба шпинделя, деформации сопряженных с подшипниками деталей. Проектируя станок, надо учитывать податливость опор шпинделя с тем, чтобы обеспечить требования ГОСТа и специальных ТУ.

Радиальная жесткость опор качения. Упругие смещения в опорах качения складываются из: упругих сближений δ_r' тел качения и колец; контактных деформаций δ_r'' на поверхность посадки колец на шпиндель и в корпус.

Общее упругое сближение

$$\delta_r = \delta_r' + \delta_r''. \qquad (3)$$

Согласно данным работы [19] упругое сближение δ_r' тел качения и колец подшипников средних размеров при ориентировочных расчетах приближенно может быть выражено следующей формулой:

$$\delta_r' = K_1 P^a \ мм, \qquad (4)$$

где P — нагрузка в $кГ$.

Значения коэффициента K_1 и показателя степени a для опор различных типов см. в табл. 22. Коэффициенты для шарикоподшипников подобраны из условия оптимального соответствия в среднем диапазоне диаметров отверстий 40—100 *мм*.

Поскольку у роликоподшипников зависимость между нагрузкой и сближением колец близка к линейной, показатель степени a

Таблица 22

Тип подшипника	K_1	a
Радиальные шарикоподшипники	$(0{,}7 - 0{,}002d)\ 10^{-3}$	$\frac{2}{3}$
Конические роликоподшипники нормальной (по ширине) серии	$\frac{0{,}52}{d}\ 10^{-3}$	1,0
Двухрядные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами .	$\frac{0{,}40}{d}\ 10^{-3}$	1,0
Однорядные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами нормальной (по ширине) серии	$\frac{0{,}65}{d}\ 10^{-3}$	1,0

Примечание. d – диаметр отверстия в *мм*.

в формуле (4) принят равным 1,0. У роликоподшипников значения коэффициента K_1 дают наилучшее приближение к экспериментальным данным при средних нагрузках (т. е. нагрузках, близких к допустимым при средних числах оборотов). При очень малых нагрузках коэффициенты следует увеличивать в 1,5 раза.

При умеренных нагрузках контактные деформации на поверхности посадки колец подшипников определяются по формуле [19]:

$$\delta_r'' = \frac{4Pk_2}{\pi d b}\left(1 + \frac{d}{D}\right) \ мм, \qquad (5)$$

где d, D — соответственно внутренний и наружный диаметры подшипников в *мм*; b — ширина подшипников в *мм*; $k_2 = 0{,}005 \div 0{,}025\ мм^3/кГ$.

Меньшие значения k_2 будут при повышенной точности, больших натягах и при установке внутреннего кольца на конус.

Жесткость радиальной опоры

$$j = \frac{P}{\delta_r' + \delta_r''} \ кГ/мм. \qquad (6)$$

Приведенный выше расчет жесткости опор выполнен в предположении беззазорной установки подшипников. Между тем изменение величины зазора-натяга подшипников оказывает существенное влияние на жесткость опор. Зависимость между нагрузкой P и упругим сближением δ_r колец роликоподшипников, смонтированных с предварительным натягом, приближенно может быть выражена формулами [44]:

$$P = izC_\delta \delta_r^{f}(\rho), \qquad (7)$$

где

$$\rho = \frac{e}{2\delta_r}; \quad f(\rho) = \frac{1}{\pi}\int_0^{\arccos(-\rho)} (\rho + \cos\varphi)\cos\varphi\, d\varphi;$$

z — число тел качения в одном ряду подшипника; i — количество рядов роликов у многорядного подшипника; e — предварительный натяг в *мм*; $f(\rho)$ — интервал распределения нагрузки; C_δ —

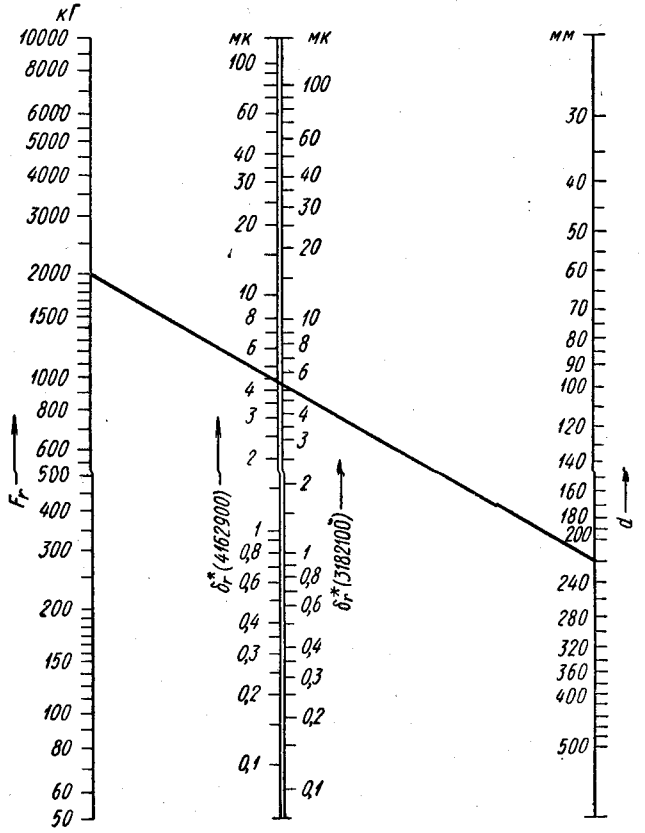


Рис. 68. График для определения радиальной податливости $\delta_{r0} = \delta_r^*$, беззазорных роликоподшипников типа 3182100 и 4162900

коэффициент, зависящий от типа подшипника, в *кГ/мм*; d — диаметр отверстия подшипника в *мм*;

$$f(\rho) = \begin{cases} \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\pi} [\rho \sqrt{1-\rho^2} + \pi - \arccos \rho] & \text{для } 0 < \rho < 1; \\ \frac{1}{2} & \text{для } \rho \geqslant 1; \\ \frac{1}{4} & \text{для } \rho = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Отсюда жесткость роликоподшипника

$$j = \frac{P}{\delta_r} = izC_\delta f(\rho). \quad (9)$$

Из формул (7) и (8) следует, что жесткость j_0 при натяге $e = 0$ вдвое ниже жесткости j_{en}, соответствующей такому значению предварительного натяга e_n и радиального смещения δ_r внутреннего кольца, при котором $\rho = 1$. Это заключение имеет большое практическое значение. Очевидно, что увеличение предварительного натяга выше граничного значения e_n, соответствующего значению $\rho = 1$, не приводит к дальнейшему увеличению жесткости опоры. Только между значениями $\rho = 0$ и $\rho = 1$ находится область, где изменение натяга приводит к существующему изменению жесткости роликоподшипников.

Такой результат соответствует физической картине деформации подшипников, если рассматривать внутреннее кольцо подшипника как тело, установленное между двумя пружинами (нижняя пружина — нижняя половина комплекта роликов; верхняя пружина — верхняя половина комплекта роликов; плоскость раздела комплекта роликов перпендикулярна направлению радиальной нагрузки на подшипник). При установке подшипника с зазором нагрузки воспринимают лишь ролики, расположенные ниже плоскости раздела, при монтаже с натягом «включаются» ролики верхней половины комплекта (вторая пружина).

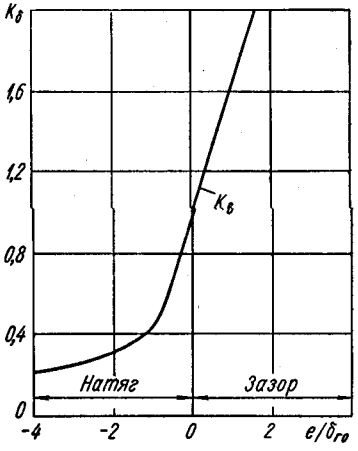


Рис. 69. График для определения коэффициента K_δ для расчета податливости двухрядных роликоподшипников типа 3182100 и 4162900

Практически определение жесткости двухрядных роликоподшипников типа 3182100 и 4162900 в зависимости от величины зазора-натяга может быть выполнено следующим путем [45]:

1) определяют радиальную податливость δ_{r_0} беззазорного подшипника ($e = 0$) в зависимости от его размера (номинального диаметра отверстия внутреннего кольца) и нагрузки F_r по графику рис. 68;

2) вычисляют величину относительного зазора натяга $\frac{e}{\delta_{r0}}$, где e — величина зазора-натяга (+) или натяга (—);

3) определяют коэффициент податливости K_δ по графику рис. 69;

4) вычисляют общую податливость подшипника

$$\delta_{rn} = K_\delta \delta_{r0}; \quad (10)$$

5) определяют смещение, обусловленное контактной деформацией на дорожках качения для подшипников, устанавливаемых с зазором:

$$\delta_{re} = \delta_{rn} - \frac{1}{2} e = \delta_r'; \qquad (11)$$

для подшипников, устанавливаемых без зазора или с натягом:

$$\delta_{re} = \delta_{rn} = \delta_r', \qquad (12)$$

здесь δ_r' — собственная податливость подшипника;

6) по формуле (5) определяют контактную деформацию на поверхностях посадки;

7) по формуле (6) вычисляют жесткость опоры.

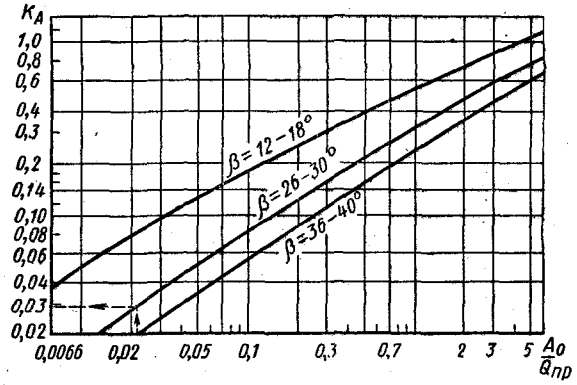


Рис. 70. График для определения коэффициента k_A для расчета податливости радиально-упорных шарикоподшипников

Пример расчета. Подшипник качения серии 3182130 ($d = 150$ *мм*, $D = 225$ *мм*, $B = 56$ *мм*) установлен с предварительным натягом $e = -5$ *мк*. Нагрузка на опору: $F_r = 900$ *кГ*. Определить жесткость опоры.

1) По графику (рис. 68) находим: $\delta_{ro} = 3{,}5$ *мк*;

2) вычисляем относительный натяг: $\frac{e}{\delta_{ro}} = -1{,}46$;

3) по рис. 69 определяем коэффициент податливости: $K_\delta = 0{,}45$;

4) по формуле (10) $\delta_r'' = 1{,}6$ *мк*;

5) по формуле (5), при $K_2 = 0{,}005$ *мм*$^3/$*кГ*, находим: $\delta_r = 1{,}1$ *мк*;

6) по формуле (3) — $\delta_r = 2{,}7$ *мк*;

7) по формуле (6) вычисляем жесткость опоры $j = 330$ *кГ/мк*.

Определение радиальной жесткости радиально-упорных шарикоподшипников, смонтированных с предварительным натягом. Исследованию деформации радиально-упорных шарикоподшипников под действием произвольной системы сил посвящено большое число исследований [2, 3, 18, 34]. Точные расчеты жесткости радиально-упорных шарикоподшипников связаны с трудоемкими вычислениями.

Для большинства практических применений радиальная жесткость пары радиально-упорных шарикоподшипников, смонтированных с предварительным натягом, при умеренных нагрузках может быть определена с достаточно точным приближением следующим путем [34]:

1. По рис. 70 определяем вспомогательный коэффициент K_A осевой податливости, характеризующий осевое сближение колец под влияние осевого предварительного натяга A_0. По оси абсцисс отложено отношение $\frac{A_0}{Q_{пр}}$ ($Q_{пр}$ — статическая несущая способность для подшипников данного типа [30]); по оси ординат — искомый коэффициент K_A; переменный параметр — угол контакта β.

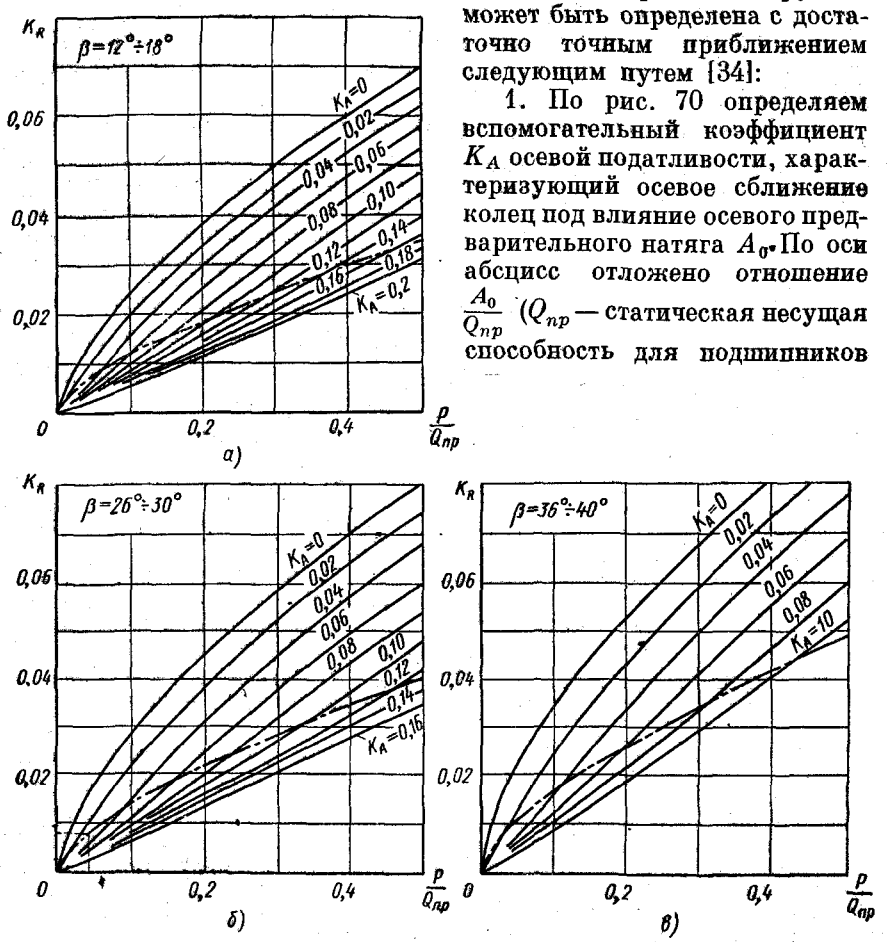


Рис. 71. График для определения вспомогательного коэффициента K_R для расчета радиальной податливости радиально-упорных шарикоподшипников:
а — $\beta = 12 \div 18°$; *б* — $\beta = 26 \div 30°$; *в* — $\beta = 36 \div 40°$

2. По одному из графиков рис. 71 определяем вспомогательный коэффициент радиальной податливости K_R; по оси абсцисс отложена величина вспомогательного отношения $\frac{P}{Q_{пр}}$, где P — радиальная нагрузка в *кГ*.

3. Определяем величину упругого сближения колец по формуле

$$\delta_r' = 0{,}03 d_ш K_R, \qquad (13)$$

где $d_ш$ — диаметр шариков данного подшипника.

4. По формуле (5) находим упругое сближение на поверхности посадки колец подшипников (ширина подшипника указывается двойная).

5. Вычисляем жесткость опоры по формуле (6).

Пример расчета. Определить жесткость опоры из двух шарикоподшипников типа 46208 ($d = 40$ *мм*, $D = 80$ *мм*, $B = 18$ *мм*, $\beta = 26°$, $d_ш = 12{,}7$ *мм*; $Q_{пр} = 210$ *кГ*), смонтированных с предварительным натягом $A_0 = 40$ *кГ*. Радиальная нагрузка на опору $R = 100$ *кГ*.

1) Вычисляем вспомогательное отношение $\frac{A_0}{Q_{пр}} = 1{,}9 \cdot 10^{-2}$.

2) По графику рис. 70 находим $K_A = 0{,}028$.

3) Вычисляем $\frac{R}{Q_{пр}} = 4{,}8 \cdot 10^{-2}$.

4) Для $K_A = 0{,}028$ и $\frac{R}{Q_{пр}} = 4{,}8 \cdot 10^{-2}$ по рис. 71, *б* находим $K_R = 0{,}008$.

5) По формуле (13) определяем $\delta_r' = 3$ *мк*.

6) Вычисляем по формуле (5) $\delta_r'' = 0{,}7 \cdot 10^{-3}$ *мм* $= 0{,}7$ *мк*.

7) Находим жесткость опоры по формуле (6) $j = 28$ *кГ/мк*.

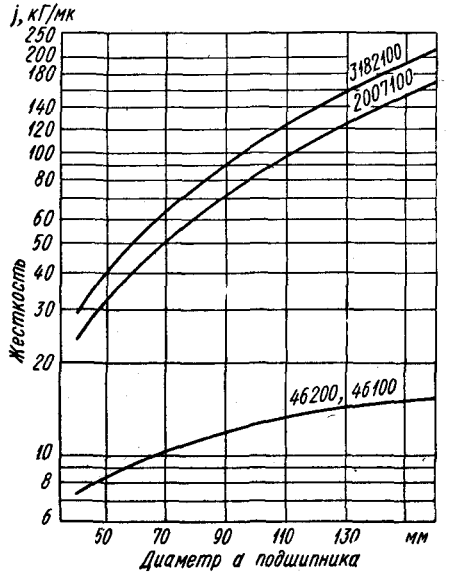


Рис. 72. Жесткость шпиндельных опор с радиальными двухрядными роликоподшипниками типа 3182100, коническими однорядными роликоподшипниками типа 2007100 и радиально-упорными шарикоподшипниками типа 46100 и 46200 ($e \geqslant 0$)

(При определении жесткости опор, смонтированных с предварительным натягом, значения жесткости j, указанные на графике, следует удваивать)

При расчетах жесткости шпиндельных узлов следует иметь в виду, что у работающего шпинделя величина зазора (натяга) подшипников, вследствие температурных деформаций, отличается от величины зазора (натяга) неподвижных подшипников.

Для ориентировочной оценки радиальной жесткости опор в шпиндельных узлах построен график (рис. 72), где радиальная жесткость опор (ось ординат) представлена как функция диаметра отверстия подшипника, установленного в данной опоре (ось абсцисс) [28].

Осевая жесткость шпиндельных узлов существенно влияет на точность обработки и динамическую устойчивость металлорежущих станков. В то время как доля радиальной податливости подшипников в суммарной податливости шпинделя, как правило, не превышает 40—60%, осевая жесткость шпиндельных узлов практически полностью определяется жесткостью подшипников. Это обстоятельство требует возможно более точной оценки осевой жесткости подшипников качения.

Жесткость подшипников зависит не только от их геометрических параметров, но и от точности изготовления как самих подшипников, так и сопряженных с ними деталей. Проведенные измерения показали, что при умеренных нагрузках значения величины осевой жесткости шпиндельных опор, найденные экспериментально, заметно отличаются от расчетных значений, найденных по формулам для подшипников «идеальной» точности. При больших нагрузках влияние указанных факторов на величину осевой жесткости менее значимо, и расчеты осевой жесткости с достаточной точностью могут быть выполнены по данным [2].

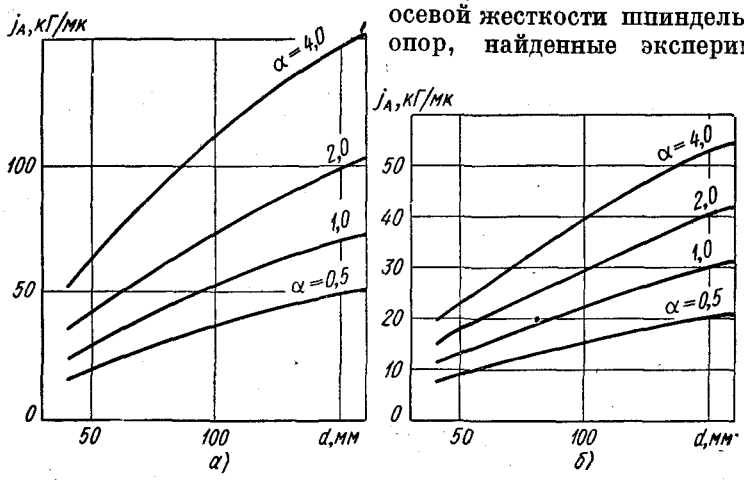


Рис. 73. Осевая жесткость j_A шарикоподшипников:

а — упорных типа 8100 и 8200; *б* — радиально-упорных типа 46100 при предварительном натяге $A_0 = \alpha d$ *кГ*, где d — в *мм*

При расчете осевой жесткости станков высокой точности, работающих при относительно малых значениях нагрузки и предварительного натяга, целесообразно определение поправок, учитывающих погрешность изготовления деталей опоры качения [28].

Погрешность формы деталей подшипника (разностенность по дорожкам качения, разноразмерность и некруглость шариков) и погрешность сопряженных с подшипником деталей (неперпендикулярность базовых торцов шпинделя и корпуса бабки соответственно оси шпинделя и оси отверстия в корпусе шпиндельной бабки) сводятся к взаимному наклону колец. Общая податливость опоры определяется как сумма податливости в стыках на дорожках

качения и стыках колец подшипника со шпинделем и корпусом. Полученная система нелинейных уравнений решается численными методами на ЭВМ.

В соответствии с результатами расчетов и экспериментов [28] построены графики (рис. 73), с помощью которых можно определять осевую жесткость упорных и радиально-упорных шарикоподшипников класса точности [1] А по ГОСТ 520-55. На этих графиках осевая жесткость j_A (*кГ/мк*) выражена как функция внутреннего диаметра d в *мм* подшипника. Переменным параметром является предварительный натяг A_0 (*кГ*), который на графиках выражен отношением $\frac{A_0}{d}$.

Пример расчета. Определить осевую жесткость шпиндельного узла с радиально-упорными шарикоподшипниками 46116 ($d = 80$ *мм*), установленными с предварительным натягом $A_0 = 160$ *кГ*. 1) Вычисляем $\frac{A_0}{d} = 2$ *кГ/мм*; 2) по графику на рис. 73 находим $j_A = 24$ *кГ/мк*.

Потери на трение в опорах шпинделей

Тепловыделение в шпиндельных опорах высокоточных станков является одним из основных источников их температурных деформаций, влияющих на точность обработки. Поэтому, несмотря на то, что потери на трение в опорах качения шпинделей, как правило, составляют лишь незначительную часть мощности холостого хода станка, снижение момента трения подшипников качения шпинделя является актуальной проблемой для опор быстровращающихся шпинделей.

При проектировании шпиндельных узлов и выборе величины монтажного зазора (натяга) в подшипниках качения необходимо учитывать потери на трение и нагрев, возникающие в опорах шпинделя.

Трение в подшипниках качения представляет собой сложный процесс, основными составляющими которого являются: собственно трение качения; трение скольжения на площадке контакта качения, возникающее вследствие разности окружных скоростей вдоль образующей тела качения (у шарикоподшипников и сферических роликоподшипников); трение тел качения о сепаратор; трение верчения; трения скольжения роликов о бурты колец (в особенности у конических роликоподшипников); трение, возникающее вследствие погрешностей изготовления и монтажа подшипников.

Многообразие физических процессов, протекающих в опорах качения, большое влияние технологических факторов, разнообразие конструкций подшипников качения привели к тому, что экспериментальные результаты, получаемые различными исследо-

[1] Предполагается, что точность сопряженных деталей соответствует точности подшипников.

вателями, значительно расходятся, а теоретические расчеты совпадают с результатами опытов лишь в строго ограниченных условиях специально проведенного эксперимента.

Исследования, посвященные трению в подшипниках качения, не привели до настоящего времени к созданию единой теории, объясняющей всю совокупность процессов, протекающих в опорах качения. Поэтому расчетное определение потерь на трение в настоящее время возможно лишь с грубым приближением. В отдельных случаях при разработке новых конструкций станков целесообразно экспериментальное исследование потерь на трение и температурных явлений в опорах шпиндельного узла прототипов станков [21, 27, 29]. Ориентировочно величина момента трения может быть определена соответственно значением коэффициентов трения, указанным на стр. 200.

Более точно момент трения может быть определен по следующим формулам [40]:

для шарикоподшипников

$$M = M_0 + M_1 = f_0 \cdot 10^{-8} (\nu n)^{2/3} d_m^3 + f_1 P \left(\frac{P}{Q_{np}}\right)^c d_m; \qquad (14)$$

для роликоподшипников

$$M = M_0 + M_1 = f \cdot 10^{-8} (\nu n)^{2/3} d_m^3 + f_1 P d_m, \qquad (15)$$

здесь M — общий момент трения подшипника в *кГмм*; M_0 — момент трения холостого хода в *кГмм*; M_1 — составляющая момента трения, зависящая от нагрузки; f_0 — коэффициент, зависящий от типа подшипника; f_1 — коэффициент, зависящий от типа подшипника и нагрузки; P — приведенная нагрузка на подшипник в *кГ*; d_m — средний диаметр в *мм*; $d_m = \frac{d+D}{2}$ *мм*; ν — кинематическая вязкость в *сст*; n — число оборотов в минуту; Q_{np} — предельно допустимая статическая нагрузка; c — показатель степени.

Формулы (14) и (15) действительны для $\nu n > 2000$; для меньших значений полагают $(\nu n)^{2/3} = 160 = \text{const}$. Значения коэффициентов в формулах (14) и (15) указаны в табл. 23.

Приведенные выше формулы для расчета величины момента трения не учитывают два фактора, важных для расчета потерь на трение в шпиндельных узлах станков: влияние предварительного натяга и влияние точности подшипников.

Согласно данным работы [27] момент трения в подшипниках типа 3182100, широко применяемых в шпиндельных узлах станков:

$$M = 1{,}4 d^{7/3} (\nu n)^{2/3} k_н k_т \cdot 10^{-6} \ кГмм, \qquad (16)$$

где $k_н$ — коэффициент, учитывающий влияние натяга; $k_т$ — коэффициент, учитывающий влияние класса точности подшипников;

Величины $k_н$ и $k_т$ определяются по данным табл. 24.

Таблица 23

Значения коэффициентов и показателя степени в формулах (14) и (15)

Тип подшипника	Угол контакта β в градусах	f_0	f_1	c
Радиальные шарикоподшипники	—	1,5—2	0,0009	0,55
Радиально-упорные шарикоподшипники	15—30	2	0,001	0,33
То же	40	2	0,0013	0,33
Упорные шарикоподшипники	90	4	0,0012	0,33
Цилиндрические роликоподшипники	—	2—3	0,00025—0,0003	—
Конические роликоподшипники	—	3—4	0,0004—0,0005	—

Примечание. Меньшие значения коэффициентов для легких серий подшипников.

Таблица 24

Значения коэффициентов $k_н$ и $k_т$ в формуле (16)

Регулировка подшипника	Класс точности подшипника	Коэффициенты	
		$k_н$	$k_т$
Зазор	A	$2-\frac{10^4 e}{d}$	1,0
	C		0,85
Натяг	A	$0{,}26\left(2+\frac{10^4\lvert e\rvert}{d}\right)^3$	1,0
	C		0,75

Примечание. Зазор (натяг) в *мм*.

Температура и температурные деформации шпиндельных подшипников качения [21]

Теплообразование $Q_к$ в подшипниках качения определяется формулой

$$Q_к = 0{,}885 \cdot 10^{-3} M \cdot n \text{ ккал/ч}, \qquad (17)$$

где M — момент трения в *кГмм*, определяемый по формулам (13) и (14) или (15); n — скорость вращения шпинделя в *об/мин*.

Теплоотвод от подшипника качения может быть определен, если стенку, несущую подшипник, рассматривать как круглое ребро с внутренним диаметром, равным диаметру отверстия под наружное кольцо подшипника, и наружным диаметром — окружности, описанной из центра подшипника через наиболее удаленный угол стенки. Бобышка рассматривается как поверхность охлаждения указанного круглого ребра и учитывается в расчетах либо увеличением расчетной толщины стенки, либо увеличением наружного расчетного диаметра. Тепло, отдаваемое валом в окружающую среду, определяется, если вал рассматривается как стержень конечной или бесконечной длины.

При указанных допущениях избыточная температура $\vartheta_к$ колец и тел качения подшипника качения определяется выражением

$$\vartheta_к = \frac{Q_к}{K_1 + K_2}, \qquad (18)$$

где $Q_к$ — теплообразование в подшипнике в *ккал/ч*; K_1 — коэффициент, учитывающий теплоотвод стенкой корпуса коробки, в которой размещен подшипник; K_2 — коэффициент, учитывающий теплоотвод в вал.

$$K_1 = \frac{2\pi\alpha_{cm}\lambda\psi r_1 \delta m b}{\alpha_{cm} b + \lambda m \psi \delta}; \qquad (19)$$

$$\psi = \frac{J_1(mr_2)\,K_1(mr_1) - J_1(mr_1)\,K_1(mr_2)}{J_0(mr_1)\,K_1(mr_2) + J_1(mr_2)\,K_0(mr_1)}, \qquad (20)$$

где α_{cm} — коэффициент теплопроводности поверхности контакта кольца со стенкой в *ккал/м²·ч°C*; α_{cm} — коэффициент теплопроводности поверхности контакта кольца со стенкой для практических расчетов целесообразно принимать $\alpha_{cm} = 2300$ *ккал/м²ч·град*; r_1 — радиус расточки под подшипник (радиус наружного кольца подшипника) в *м*; b — ширина кольца в *м*; δ — толщина стенки в *м*; λ — коэффициент теплопроводности материала стенки в *ккал/(м·ч·°C)*; r_2 — радиус окружности, описанной из центра подшипника через наиболее удаленный угол стенки, в *м*; $J_0(x)$; $J_1(x)$; $K_0(x)$; $K_1(x)$ — функции Бесселя мнимого аргумента; α — коэффициент теплоотдачи стенки в *ккал/м²ч °C*.

Коэффициент K_2, учитывающий теплоотвод в вал, если обе части вала, выходящие из подшипника, рассматриваются как бесконечные стержни (избыточная температура концов вала или деталей, сидящих на валу, равна или близка к нулю)

$$K_{2a} = \frac{\alpha_{cm}\pi d_1 b\,(\sqrt{\alpha_1 F_1 U_1 \lambda_1} + \sqrt{\alpha_2 \lambda_1 F_2 U_2})}{\alpha_{cm}\pi d_1 b + \sqrt{\alpha_1 F_1 U_1 \lambda_1} + \sqrt{\alpha_2 \lambda_1 F_2 U_2}}, \qquad (21)$$

где d_1 — диаметр шейки вала (внутренний диаметр внутреннего кольца подшипника) в *мм*; F_1 и F_2 — площадь поперечного сечения вала в *м²*, U_1 и U_2 — периметр теплоотдающей поверхности вала в *м*; λ_1 — коэффициент теплопроводности вала в *ккал/(м·ч °C)*; b — ширина колец подшипника в *м*. Индекс 1 относится к параметрам части вала, находящейся по одну сторону подшипника, индекс 2 — к параметрам вала по другую сторону подшипника.

Если одна часть вала, выходящая из подшипника, принимается бесконечной, вторая — конечной, то

$$K_{2б}=\frac{\alpha_{cm}\pi d_1 b\left[\sqrt{\alpha_1\lambda_1 F_1 U_1}+\frac{\alpha_2 U_2}{m_2}\operatorname{th}(m_2 l_2)\right]}{\alpha_{cm}\pi d_1 b+\sqrt{\alpha_1\lambda_1 F_1 U_1}+\frac{\alpha_2 U_2}{m_2}\operatorname{th}(m_2 l_2)}, \qquad (22)$$

где $m_2=\sqrt{\frac{\alpha_2 U_2}{\lambda_1 F_2}}$.

Индекс 1 относится к параметрам «бесконечной» части вала, индекс 2 — к параметрам конечной части.

Количество тепла, отводимое из подшипника валом и корпусом подшипника, определяется решением уравнения теплового баланса:

$$Q_к=Q_1+Q_2, \qquad (23)$$

где Q_1 — тепло, отводимое валом; Q_2 — тепло, отводимое корпусом:

$$\left.\begin{aligned}Q_1&=K_1\vartheta_к;\\ Q_2&=K_2\vartheta_к.\end{aligned}\right\} \qquad (24)$$

Определение температурных изменений диаметральных зазоров в подшипниках. Температурное поле подшипника определяется конструктивными формами корпуса подшипника и условиями теплообразования и теплоотдачи. Если температуру шейки вала приблизительно можно считать постоянной как по всей длине подшипника, так и в радиальном направлении, то температура стенки, несущей подшипник, или бобышки (корпуса подшипника) резко меняется в радиальном направлении.

Неравномерный нагрев элементов подшипника в радиальном направлении и различие коэффициентов линейного расширения отдельных деталей подшипника вызывают изменение радиальных зазоров в подшипнике.

Наибольшее изменение радиальных зазоров происходит в период пуска и разогрева подшипника. В результате того, что шейка вала при нагреве деформируется свободно, а деформации прилегающей к наружному кольцу части шпиндельной бабки препятствуют ее менее нагретые части, происходит резкое изменение радиального зазора в подшипнике даже при одинаковых коэффициентах линейного расширения материалов вала и корпуса подшипника. По мере прогрева бобышки зазор в подшипнике несколько увеличивается и устанавливается постоянным (для данного режима). Температурные изменения зазоров в подшипниках могут быть иллюстрированы результатами исследований двухрядного шпиндельного подшипника № 3182120, смонтированного в типовой шпиндельной опоре.

На рис. 74 приведены графики смещения шпинделя в передней опоре под действием вертикальной силы. В холодном состоянии подшипник имел зазор 0,011 *мм* и сравнительно большие отжатия. По мере повышения температуры подшипника, устанавливающейся при том или ином числе оборотов шпинделя, отжатия шпинделя уменьшаются, одновременно резко уменьшается и зазор в подшипнике. Так, при работе подшипника с числами оборотов выше 850—1000 в минуту зазор полностью выбирается и при дальнейшем увеличении чисел оборотов подшипник работает с натягом. В период разогрева подшипника этот натяг будет еще значительнее.

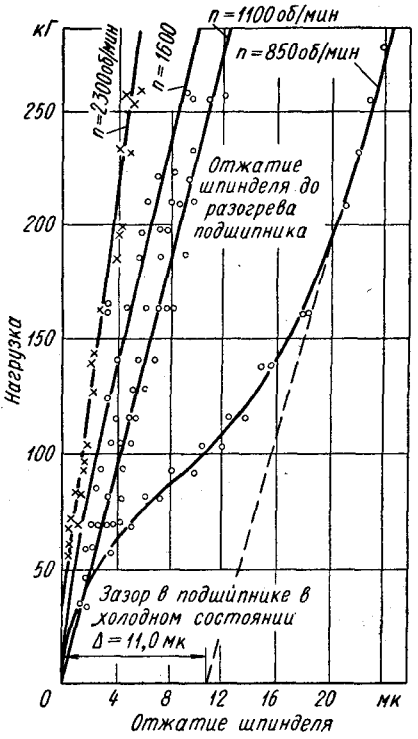


Рис. 74. Отжатие шпинделя в передней опоре в холодном состоянии и в состоянии теплового равновесия

Изменение зазоров подшипника качения, вызываемое нагревом его деталей, определяется расчетным путем при следующих предположениях: а) температура по радиальному сечению вала и по оси вала на длине подшипника не меняется; б) бобышка подшипника рассматривается как толстостенная труба, имеющая температурное поле, симметричное относительно оси трубы и постоянное по длине трубы.

Если подшипник расположен в стенке с постоянным сечением, то наружный диаметр корпуса принимается равным диаметру окружности, вписанной в стенку, несущую подшипник, причем эта окружность проведена из центра подшипника радиусом, равным среднеарифметическому длин перпендикуляров, опущенных из центра подшипника на стенки корпуса передней бабки.

Температурные изменения радиального зазора $e_к$ в подшипнике качения определяются при указанных выше допущениях по формуле

$$e_к=(\varepsilon_1-\varepsilon_2)\,d_1\vartheta_к-\varepsilon_1 d_1\frac{Q_б}{2\pi l\lambda}\ln\frac{d_з}{d_1}-\varepsilon_з d_к\vartheta_к \ мм,$$

где ε_1 и ε_2 — коэффициенты линейного расширения корпуса подшипника и внутреннего кольца подшипника в 1/°С;

λ (в *кал/м·ч·°С*) — коэффициент теплопроводности материала корпуса подшипника; d_1 — внутренний диаметр наружного кольца подшипника в *мм*; $\vartheta_к$ — температура колец и тел качения подшипника в °С; d_3 — наружный диаметр корпуса подшипника; ε_3 — коэффициент линейного расширения тел качения в 1/°С; $d_к$ — диаметр тел качения в *мм*; l — толщина бобышки или толщина стенки, несущей подшипник, в *мм*; Q_δ — количество тепла, поступающего из масляного слоя в корпус подшипника, в *ккал/ч*.

Для практических расчетов можно принять $Q_\delta = 0{,}6Q_к$, где $Q_к$ — теплообразование в подшипнике качения.

Если разница в температурах наружного и внутреннего колец $\Delta\vartheta$ определена экспериментально или может быть оценена, то изменение зазора-натяга можно упрощенно определить по формуле

$$e_к = 0{,}0055\,(d + D)\,\Delta\vartheta.$$

Долговечность подшипников качения шпиндельных узлов станков

Долговечность подшипника качения — это продолжительность его работы в часах или в совершенных оборотах до тех пор, пока правильно выбранный, правильно смонтированный и обеспеченный необходимым уходом подшипник безупречно выполняет все функции, соответствующие его назначению [39].

Долговечность подшипника (как мера его качества) должна оцениваться при условии, что обеспечены: а) правильный выбор типа подшипника соответственно условиям работы опоры (в том числе и правильный выбор типа и материала сепаратора); б) правильный выбор начального и монтажного зазора; в) применение подшипников соответствующего класса точности; г) правильная конструкция опоры, требуемая точность сопряженных деталей; д) полная сохранность подшипника к моменту монтажа; е) тщательный монтаж подшипников, исключающий возможность повреждения дорожек и тел качения; д) правильный выбор смазочных материалов.

Причиной выхода подшипников из строя могут служить разнородные физические процессы: усталостное повреждение дорожек качения, поломка сепаратора или (при больших динамических нагрузках) колец подшипника, абразивный износ дорожек и тел качения, а также сепаратора, изменение физико-механических свойств смазки.

Определение долговечности подшипников шпиндельных узлов в настоящее время возможно лишь крайне приближенно и сводится к оценке долговечности подшипника по усталости и по износу, а также по сроку службы консистентной смазки (при одноразовой смазке подшипника) (см. стр. 263). Наименьшая из полученных величин является долговечностью опоры шпиндельного узла.

Расчетная оценка долговечности подшипников по усталости. Расчетная долговечность подшипников по усталости h — это время в часах, которое проработают не менее 90% достаточно большого числа подшипников в заданных условиях, прежде чем возникнут первые усталостные повреждения. Расчетную долговечность можно определить по формуле [2]:

$$h = \left(\frac{C}{Q}\right)^{3{,}33} \cdot \frac{1}{n}, \qquad (25)$$

где C — коэффициент работоспособности подшипника данного типоразмера; Q — приведенная нагрузка.

В каталоге подшипников [30] и справочниках [2, 14] приводятся значения коэффициентов C и расчетные формулы для определения величины Q при работе как с постоянной, так и переменной нагрузкой и числами оборотов, а также для различных значений зазора (натяга).

При повышенных требованиях к надежности опор (тяжелые станки, высокоточные станки) целесообразно, чтобы расчетная долговечность вычислялась с надежностью, превышающей 90%. Известны способы расчета [36] поправочных коэффициентов $K_н$, на которые следует умножать значения C, из каталога [30] для определения нового значения коэффициента работоспособности C', учитывающего повышенные требования к надежности:

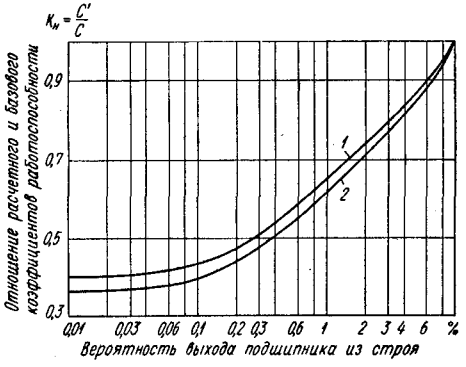


Рис. 75. Поправочный коэффициент $K_н$ в зависимости от допустимой вероятности преждевременного выхода из строя:

1 — роликоподшипники; *2* — шарикоподшипники

$$C' = K_н C. \qquad (26)$$

При подстановке в формулу (26) значения C' вместо C вероятность выхода подшипника из строя (по усталости) ранее h часов не превосходит величины, назначенной при определении коэффициента $K_н$. Значения коэффициента $K_н$ находят по графику рис. 75, где величина $K_н$ (ось ординат) определяется как функция допустимой вероятности преждевременного выхода из строя (ось абсцисс).

Расчетная оценка долговечности подшипников по износу. В шпиндельных узлах станков в большом числе случаев замена подшипников происходит из-за утраты точности вращения и ухудшения динамических свойств шпиндельного узла вследствие износа дорожек и тел качения. До настоящего времени не существует

надежных способов расчета подшипников качения на износ. В качестве первого приближения при сугубо ориентировочной оценке долговечности подшипников по износу можно использовать методику расчета [34].

Исходным параметром является коэффициент износа

$$f_v = \frac{t_u}{e_o}, \qquad (27)$$

который (по определению) рассматривается как отношение общего допустимого износа t_u в подшипнике, проявляющегося как увеличение начального зазора, к допустимому зазору e_o, зависящему от размера подшипников (рис. 76). Здесь каждому значению диаметра отверстия подшипника d соответствует определенное значение параметра e_o. Величина допустимого износа t_u в подшипнике

Рис. 76. График для определения константы e_0

(увеличение зазора в процессе эксплуатации) назначается в соответствии с особенностями условий работы и конструкции шпиндельного узла станка данного типа. Поскольку в настоящее время величина допустимого износа t_u может быть определена только экспериментально, при ориентировочных расчетах долговечности коэффициент износа f_v можно определять по табл. 25.

Таблица 25

Значения коэффициента износа f_v

Тип станка	f_v	Поле рассеяния долговечности
Токарные, фрезерные	0,5—1,5	$a - b$
Внутришлифовальные	До 0,5	$c - d$

В этой таблице указано поле рассеяния значений долговечности по рис. 77.

Этот график построен по данным стендовых и эксплуатационных испытаний долговечности по износу свыше 7000 подшипников. На рис. 77 долговечность в часах показана на оси абсцисс, коэффициент f_v — на оси ординат; кривые на графике ограничивают поле рассеяния значений долговечности (a, b, c, d), соответствующей условиям работы станка данного вида.

Абсциссы двух точек пересечения горизонтальной линии, проведенной из точки на оси ординат, соответствующей принятому значению f_v, с двумя кривыми, ограничивающими заданное в табл. 26 поле рассеяния значений долговечности, дают искомые значения долговечности подшипника по износу.

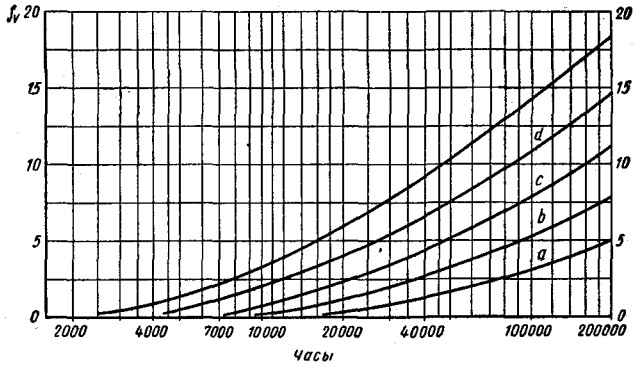


Рис. 77. График для определения долговечности подшипников качения по износу согласно Эшману

Долговечность по износу определяем следующим путем:

а) находим коэффициент f_v либо по формуле (27), задаваясь величиной t_u согласно эксплуатационным данным и выбирая e_o по рис. 76, либо по табл. 25; б) по табл. 25 определяем поле рассеяния долговечности на рис. 77; в) по рис. 77 определяем наименьшее и наибольшее возможное значение долговечности подшипников в заданных условиях по износу.

Пример расчета. Найти долговечность по износу подшипника типа 3182120, *установленного в шпиндельном узле токарного станка.* По табл. 25 выбираем $f_v = 1{,}0$. Поле рассеяния $a - b$. По рис. 77 определяем $h_u = 13\,000 \div 32\,000$ *ч*.

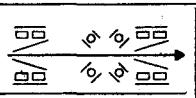
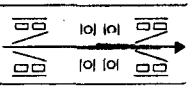
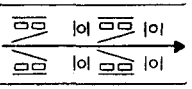
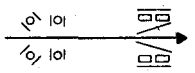
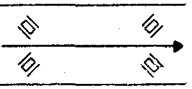
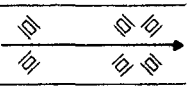
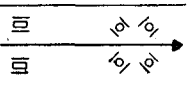
КОНСТРУИРОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ

Размещение подшипников качения в опорах шпинделей (выбор конструктивного варианта шпиндельного узла)

Конструкции шпиндельных узлов металлорежущих станков чрезвычайно многообразны. Шпиндели выполняют двухопорными и трехопорными. Как показывает расчетный анализ [33], жесткость двухопорных конструкций не многим ниже жесткости трехопорных, при условии, что расстояние между опорами близко к оптимальному (см. гл. I). Применение третьей опоры во многих случаях основано на конструктивных соображениях (значительная длина коробки скоростей). Иногда установка третьей опоры вызывается стремлением увеличить демпфирование в шпиндельном

Таблица 26

Показатели работоспособности шпиндельного узла

№ п/п	Схема опор	Подшипники передней опоры		Подшипники задней опоры		Несущая способность передней опоры		Радиальная жесткость	Осевая жесткость	Радиальное биение оси шпинделя	Осевое биение шпинделя	Тепловыделение в шпиндельном узле		Предельно допустимое число оборотов	Тепловая деформация шпинделя (перемещение переднего торца)
		радиальный	упорный	радиальный	упорный	радиальная	осевая					общее	в передней опоре		
1		3182100	46000—2 шт.	3182100	—	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
2		3182100	—	46000—2 шт.	—	1,0	0,8	0,95	0,70	1,0	1,0	0,6	0,5	1,0	3,0
3		3182100	8000—2 шт.	3182100	—	1,0	1,4	1,0	3,0	1,0	1,0	1,15	1,2	0,75	1,0
4		3182100	8000—2 шт.	3182100	—	1,0	1,4	0,8	3,0	1,0	1,0	1,15	1,2	0,75	0,6
5		3182100	—	46000	8000	1,0	1,0	0,90	2,5	1,0	1,0	0,75	0,5	0,8	3,0
6		2007100 или 7000	—	2007100 или 7000	—	0,85	1,4	1,0	1,0	1,0	1,0	0,8	0,75	0,6	0,8
7		2007100 — 2 шт. или 7000 — 2 шт.	—	2007100 или 7000	—	1,5	1,4	1,25	1,0	1,0	1,0	1,4	1,4	0,6	0,8
8		46 000—2 шт.	—	2000, или 3182100, или 46 000—2 шт.	—	0,7	1,0	0,7	1,0	1,0	1,0	0,7	0,5	1,2	0,8

Примечание. Подшипник 3182100 (ГОСТ 7634—56) — цилиндророликовый двухрядный однорядный с короткими цилиндрическими роликами. Подшипники 2007100 (ГОСТ 831—54) — радиально-упорный шарикоподшипник. Подшипник 8000 (ГОСТ 6874—54) — шариковый упорный однорядный. Подшипник 2000 (ГОСТ 8328—57) — роликоподшипник с коническим отверстием. Подшипник 46 000 (ГОСТ 333—59) конические роликоподшипники однорядные.

узле. Однако поскольку производство трехопорных шпинделей связано с существенными технологическими трудностями, значительное большинство шпинделей — двухопорные. Только в тяжелых станках трехопорные шпиндели применяют широко.

При рассмотрении конструкций 320 шпиндельных узлов станков отечественного и зарубежного производства отмечено свыше 90 различных конструктивных исполнений. Среди этого многообразия конструкций можно выделить восемь основных типов (табл. 26), имеющих наибольшее распространение [1].

[1] Шлифовальные головки для внутришлифовальных станков не рассматривались.

Показатели работоспособности шпиндельных узлов выражены относительными величинами. За единицу приняты показатели работоспособности первого типа шпиндельного узла.

Габариты шпиндельных узлов для всех конструктивных вариантов примерно равны, так как промышленность СССР выпускает все рассматриваемые подшипники в особо легком исполнении (серии 3182100, 2007100, 46100).

По табл. 26 видно, что ни один из вариантов шпиндельного узла не является оптимальным одновременно по всем показателям. В зависимости от назначения станка и условий его работы степень их влияния на работоспособность шпиндельного узла будет различной. Так, например, тепловыделение в опоре является одним

из решающих критериев для шпиндельного узла шлифовального круга, но почти не влияет на работоспособность бабки изделия шлифовального станка и т. п.

В соответствии с данными табл. 26 можно разграничить области эффективного применения различных конструктивных вариантов шпиндельных узлов. Для шпиндельных узлов легких высокоскоростных токарных и фрезерных станков рекомендуются опоры по первой схеме (см. табл. 26). Шпиндельные узлы такого типа имеют удовлетворительные характеристики по всем показателям, за исключением осевой жесткости и тепловыделения в передней опоре. Известная нетехнологичность указанной конструкции может быть устранена и осевая жесткость существенно увеличена путем применения упорно-радиальных шарикоподшипников (взамен радиально-упорных шарикоподшипников) типа СКФ — 234400 (см. рис. 63, 100, 108).

Перенос радиально-упорных подшипников в заднюю опору (табл. 26 — вторая схема) упрощает конструкцию и обеспечивает снижение тепловыделения в опорах, однако при этом резко возрастает температурное смещение торца шпинделя, что в ряде случаев для высокоточных станков недопустимо.

Для шпиндельных узлов токарных и фрезерных станков средних размеров рекомендуются опоры, показанные в табл. 26, третья схема. Предлагаемая конструкция обладает необходимой радиальной и осевой жесткостью и точностью вращения. Однако значительное тепловыделение в передней опоре и воздействие гироскопического и центробежного эффектов на работу упорных шарикоподшипников существенно ограничивает верхний предел чисел оборотов.

Высокая осевая жесткость опор рассматриваемого типа делает данную конструкцию особенно подходящей для фрезерных станков, а также для низкооборотных опор, применяемых в таких узлах, как столы карусельно-шлифовальных и зубофрезерных станков.

Перенос упорных шарикоподшипников в заднюю опору высокоточных токарных и фрезерных станков нецелесообразен из-за резкого увеличения температурных смещений базового торца шпинделя. Размещение упорного подшипника перед радиальным (четвертая схема) приводит к заметному снижению радиальной жесткости и динамической устойчивости станка. Такая конструкция целесоообразна только для специальных станков, предназначенных для точной обработки торцов изделий.

Шпиндельные узлы по пятой схеме — экономичны. В этих узлах достаточно высокая радиальная и осевая жесткость обеспечивается тремя подшипниками. Однако этой конструкции присущ тот же недостаток, что и конструкции по второй схеме, а именно, значительное температурное смещение торца шпинделя. Кроме того, радиальная жесткость такого узла ниже, чем радиальная

жесткость шпиндельного узла по третьей схеме. К тому же из-за резко различной осевой жесткости радиально-упорного и упорного шарикоподшипников регулировка зазора (натяга) связана с существенными трудностями. Поэтому шпиндельные узлы по пятой схеме целесообразно использовать для станков нормальной точности, при сравнительно невысоких числах оборотов и относительно узком диапазоне изменения чисел оборотов.

Для шпиндельных узлов бабки изделия внутришлифовальных и универсальных круглошлифовальных станков рекомендуются шпиндельные узлы по второй схеме. В сравнительно тихоходных шпиндельных узлах возникает лишь незначительный нагрев шпинделя.

В таких условиях перенос радиально-упорных подшипников в заднюю опору, где они одновременно воспринимают радиальную и осевую нагрузку, существенно упрощает и удешевляет конструкцию шпиндельного узла, сохраняя при этом требуемую точность и жесткость.

Применение радиально-упорных шарикоподшипников в передней опоре (восьмая схема) связано со снижением несущей способности и жесткости узла и поэтому целесообразно главным образом в легко нагруженных быстроходных шпиндельных узлах типа шпиндельных головок алмазно-расточных станков, легких токарных автоматов и т. п., поскольку при малом диаметре шпинделя разница в жесткости опор слабо влияет на общую жесткость шпиндельного узла.

При применении конических роликоподшипников (шестой и седьмой схемы) по всем показателям, кроме нагрева и предельной быстроходности, обеспечивается высокая работоспособность шпиндельного узла. Особым преимуществом опор этого типа является то, что конические роликоподшипники передней опоры одновременно воспринимают радиальную и осевую нагрузку. Этим устраняется одно из главных конструктивных затруднений при проектировании шпиндельных узлов с радиальными роликоподшипниками — необходимость размещать в передней опоре и радиальные, и упорные подшипники.

При равной точности подшипников области применения конструктивных схем первой, второй, шестой и седьмой в качестве шпиндельных узлов станков в значительной степени совпадают.

Для экспериментальной проверки такого заключения были проведены сравнительные испытания шпиндельных узлов с цилиндророликовыми и коническими роликоподшипниками [29], которые показали, что основное преимущество конических роликоподшипников — более технологичная конструкция шпиндельного узла, двухрядных цилиндрических роликоподшипников — меньшее тепловыделение в опорах.

Конструкция опор шпинделей

Шпиндельные узлы с подшипниками качения должны быть спроектированы так, чтобы точность и жесткость подшипников не снижалась после регулирования величины зазора в подшипниках и чтобы получение заданной точности достигалось наиболее простыми и надежными способами.

В отечественном станкостроении наибольшее применение находят шпиндельные узлы, у которых подшипники размещены в опорах по первой, второй и третьей схемам. Применительно к этим схемам размещения подшипников рассматриваются некоторые типичные конструкции опор шпинделей и их элементы.

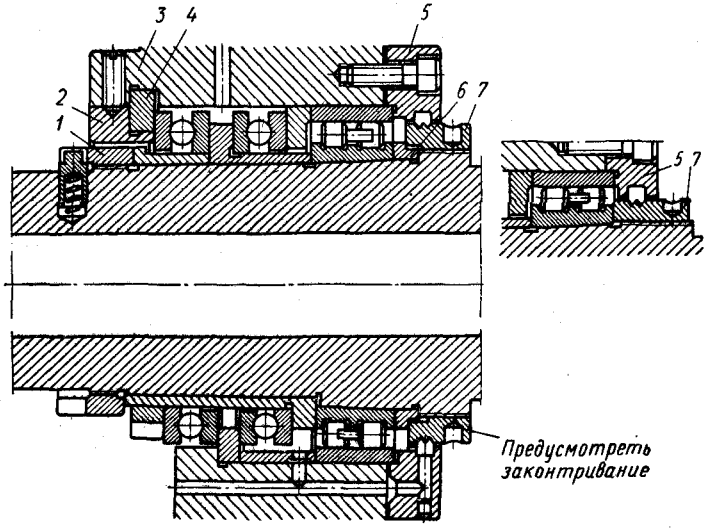


Рис. 78. Передняя опора шпинделя (вариант 1) [8]

Базирование подшипников качения. Коническая шейка шпинделя не является достаточно хорошей базовой поверхностью и не обеспечивает достаточно точного совпадения оси отверстия подшипника с осью шпинделя. Поэтому подшипники такого типа рекомендуется базировать не только по конической поверхности, но и по одному из торцов, что может быть выполнено: а) прижимом внутреннего кольца подшипника до упора в торец дистанционного кольца *6*, в свою очередь упирающегося в бурт шпинделя (рис. 78); в точных шпиндельных узлах следует всегда применять упор в торец дистанционного кольца; б) постановкой между торцом регулировочной гайки и торцом внутреннего кольца подшипника длинной втулки (с длиной не менее диаметра) с посадкой на шпиндель $А_1/П_1$.

При невозможности (по конструктивным соображениям) поставить достаточно длинную втулку допустимо применять короткую втулку, но при этом к точности изготовления резьбы, гайки и втулки предъявляются повышенные требования и в процессе сборки должен быть обеспечен контроль правильности (перпендикулярности к оси шпинделя) положения торца внутреннего кольца подшипника. В таких условиях посадка дистанционной втулки может быть выбрана $С_1$. Для облегчения монтажа упорные дистанционные кольца часто делают составными (из двух частей) и заключают их в охватывающий хомут.

Конструкции опор шпинделей. Для узлов с подшипниками типа 3182100 рекомендуются следующие примерные конструкции подшипниковых узлов.

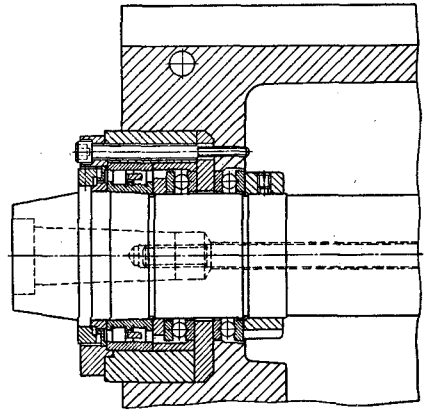


Рис. 79. Передняя опора шпинделя (вариант 2)

В конструкции, показанной на рис. 78 (верхняя половина чертежа) осевой зазор упорных подшипников регулируется подбором прокладок, размещаемых между торцами переднего фланца *5* и корпуса. Между радиальным подшипником и его регулировочной гайкой располагаются две короткие втулки, по которым центрируются упорные подшипники. Базой для радиальных подшипников является дистанционное кольцо *6*, выполненное из двух частей, удерживаемых гайкой. Отверстие в корпусе *3* выполняется без уступа, что дает возможность его хонинговать. Опорой для упорных подшипников служат торцы двух полуколец *4*, закладываемых в отверстие корпуса; полукольца удерживаются втулкой *2*. Зазор — натяг регулируют при помощи винтов *1*, *7*.

Преимущество конструкции, показанной на рис. 78 (нижняя половина чертежа), состоит в более удобном регулировании осевого зазора, а также в наличии длинной втулки между радиальным подшипником и его регулировочной гайкой, что обеспечивает хорошее направление подшипника даже при отсутствии упорного дистанционного кольца. Недостатком конструкции является необходимость уменьшения диаметра шпинделя под промежуточную втулку. Однако этот недостаток можно устранить, расположив упорные подшипники непосредственно за радиальным так, что диаметры отверстий упорных и радиального подшипника будут одинаковыми (рис. 79). При этом следует обеспечить такую технологию сборки узла, чтобы установка и регулировка зазора упорных подшипников производились бы лишь после того, как

будет полностью отрегулирован радиальный роликоподшипник. Это необходимо для того, чтобы ни в коем случае не передавать монтажную осевую силу на внутреннее кольцо радиального двухрядного роликоподшипника через неподвижные упорные подшипники, так как в противном случае на дорожках качения упорных подшипников вследствие пластической деформации могут возникнуть значительные вмятины.

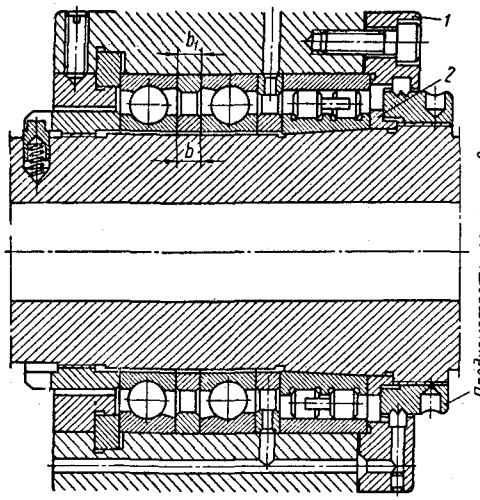


Рис. 80. Передняя опора шпинделя (вариант 3) [8]

С целью увеличения быстроходности подшипников, а также предупреждения преждевременного выхода упорных подшипников из строя при работе с высокими числами оборотов во многих случаях целесообразно предварительный натяг упорных подшипников осуществлять пружинами (см. рис. 99, 104, 107).

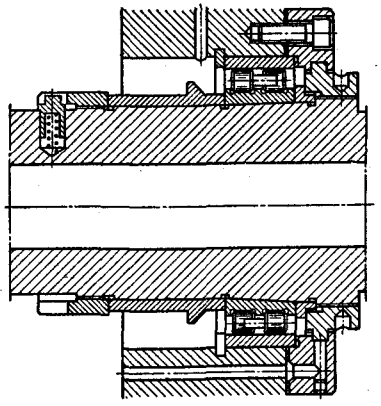


Рис. 81. Передняя опора шпинделя (вариант 4) [8]

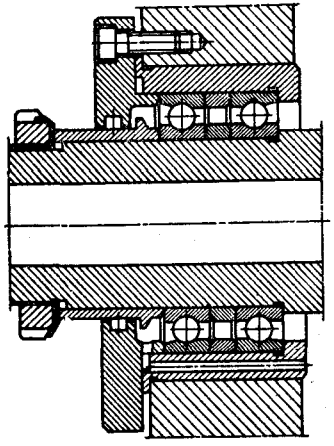


Рис. 82. Задняя опора шпинделя [8]

В конструкции (рис. 80), соответствующей схеме первой по табл. 26 осевая нагрузка воспринимается радиально-упорными шарикоподшипниками, быстроходность которых значительно выше, чем быстроходность упорных подшипников (см. стр. 199). Для разгрузки радиально-упорных шарикоподшипников от радиальных усилий диаметр шейки шпинделя должен выполняться меньшим (по крайней мере на 0,2 *мм*), чем внутренний диаметр подшипников. Радиально-упорные шарикоподшипники должны монтироваться с натягом, создаваемым разностью толщин b и b_1 дистанционных колец.

Если осевое усилие воспринимается упорными или радиально-упорными подшипниками, расположенными в задней опоре, то в передней опоре остается только подшипник типа 3182100 (согласно схеме первой и пятой табл. 26). Способ фиксации внутреннего кольца подшипника не отличается от показанного на рис. 78. В шпиндельных узлах, где требования к точности вращения шпинделя невысоки, допустима фиксация наружного кольца с помощью пружинных шайб (рис. 81). Однако при этом не исключена возможность перекоса наружных колец. Поэтому более целесообразными является конструкция (см. рис. 78), в которой базирование с обеих сторон происходит по жестким дистанционным кольцам.

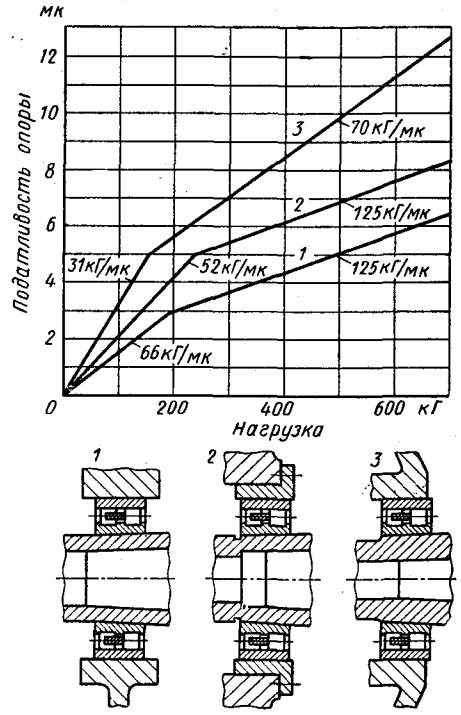


Рис. 83. Расположение подшипников в корпусе шпиндельной бабки и податливость опоры [37]

Задняя опора. В зависимости от степени нагружения шпинделя заднюю опору монтируют с шариковыми (рис. 82) или роликовыми подшипниками (см. рис. 99 и 100). По условиям точности упорные подшипники следует размещать в передней опоре, однако у быстроходных шпинделей, стремясь уменьшить диаметр упорных шарикоподшипников (и тем самым уменьшить скоростной параметр dn_{max}), упорные подшипники в ряде случаев располагают у задней опоры.

Расположение подшипников относительно стенок корпуса шпиндельных бабок. На рис. 83 показано, как изменяется жесткость опор в зависимости от способа установки подшипника в отверстие шпиндельной бабки и расположение его относительно стенки

корпуса [37]. Как следует из приведенных данных, наивысшая жесткость обеспечивается посадкой наружного кольца подшипника непосредственно в корпус (без промежуточных втулок) так, чтобы среднее сечение подшипника лежало в плоскости среднего сечения стенки шпиндельной бабки *1*. Установка подшипника в корпус с помощью промежуточной втулки (*2* на рис. 83) и в особенности консольный (относительно стенки корпуса) «вынос» подшипника из опоры *3* приводят к существенному снижению

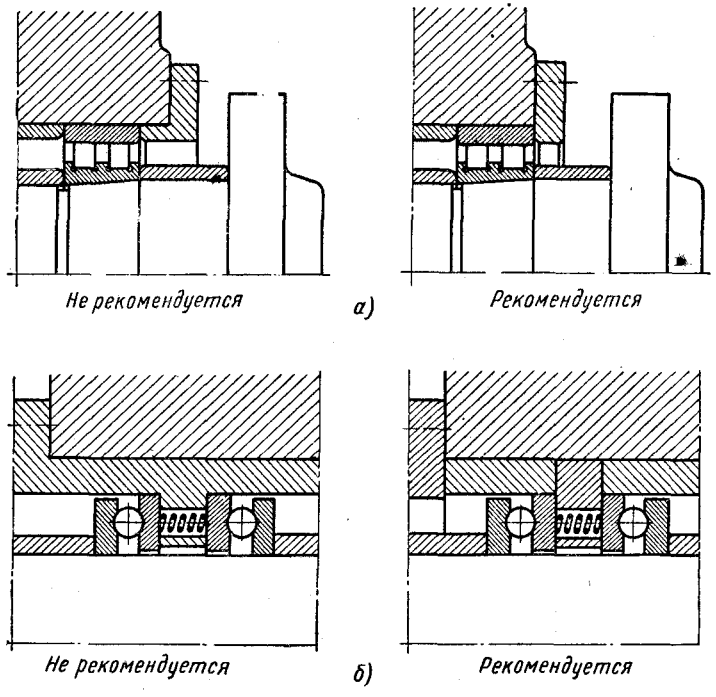


Рис. 84. Конструкция дистанционных и установочных колец

жесткости и соответственно к снижению точности, динамических свойств и долговечности опор качения.

Форма установочных и дистанционных колец в шпиндельных узлах высокоточных станков. Упорные фланцы наружного кольца подшипника целесообразно делать так, как показано на рис. 84 справа. В этом случае отпадает необходимость в строгой параллельности двух торцовых плоскостей базового торца (см. левую схему), а необходимо лишь обеспечить плоскостность поверхности *а* (правая схема), что значительно проще. Вместо фасонных упорных колец (рис. 84, *б*, слева) более целесообразно применять составные (рис. 84, *б*, справа). Обеспечить параллельность торцов в этом случае проще.

Гидроразжим для монтажа и демонтажа внутренних подшипников (рис. 85). При напрессовке и распрессовке внутренних колец подшипников осевое усилие достигает 2000—4000 *кГ* даже при сборке небольших (диаметр шпинделя до 100 *мм*) опор. Гидроразжим колец при помощи масляного насоса уменьшает необходимое для монтажа и демонтажа усилие в десятки раз. Устройство работает следующим образом: насос заполняется жидким маслом; через канал в шпинделе масло подается в кольцевую канавку под конической поверхностью подшипника и разжимает внутреннее кольцо

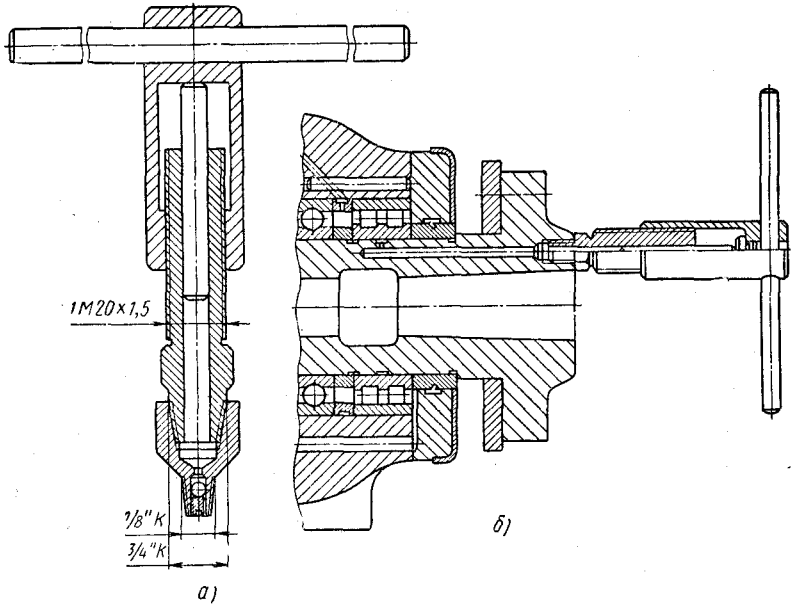


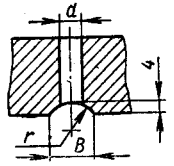
Рис. 85. Съемник (*а*) для спрессовки колец со шпинделя и каналы (*б*) для подвода смазки на поверхность посадки внутреннего кольца подшипника

подшипника, облегчая его монтаж и демонтаж. Гидроразжим целесообразно применять у шпинделей диаметром от 50 *мм* и более. Кольцевая канавка должна располагаться на расстоянии примерно $^1/_3$ ширины внутреннего кольца от меньшего диаметра подшипника. Основные размеры кольцевой канавки указаны в табл. 27.

Стопорение гаек. Регулировочные гайки на шпинделе должны быть предохранены от самоотвинчивания. Рекомендуемые способы стопорения гаек указаны на рис. 86.

В тех случаях, когда предъявляются жесткие требования к допустимой величине биения торца гаек, целесообразно применять законтривающие устройства, не влияющие на точность расположения торца гайки (рис. 86, *а—в*). Если биение торца регулировочной

Кольцевые канавки для подачи смазки при демонтаже подшипников типа 3182100



Диаметр шпинделя		B в мм	H в мм	r в мм	d в мм
до	свыше				
—	30	2	0,3	2	2
30	50	2,5	0,5	2	2
50	100	3,0	0,5	2,5	2,5
100	150	4,0	0,8	3,0	3
150	200	4,0	0,8	3,0	3
200	250	5,0	1	4	4
250	300	5,0	1	4	4
300	400	6,0	1,3	4,5	5

гайки не влияет на точность базирования кольца подшипника, то способ стопорения определяется его простотой, надежностью и удобством монтажа. Стопорение резьбы по схемам, показанным на рис. 86, *г*, *д*, *е*, допустимо только в тех случаях, когда биение торца гайки на точность базирования подшипника не влияет.

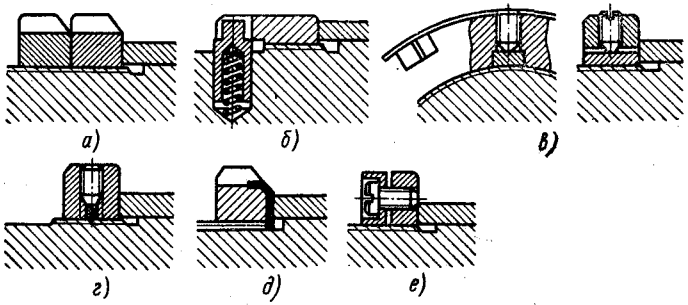


Рис. 86. Способы фиксации гаек на шпинделях станков [8]

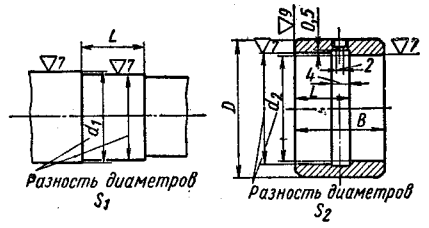
Применение установочных втулок и колец со ступенчатым отверстием для фиксации подшипников [43]. При затяжке гаек могут возникнуть деформации шпинделя, что приводит к снижению точности его вращения.

В шпиндельных узлах прецизионных станков для фиксации колец подшипников в некоторых случаях целесообразно применение ступенчатых втулок (рис. 87, *а*). Посадочные поверхности двух участков втулок выполнены с небольшой разницей диаметров (табл. 28 [43]). Втулки изготовляют из стали с пределом прочности не менее $\sigma_в = 55$ *кГ/мм* ^{2}.

Для установки на шпиндель втулку нагревают. Температура нагрева указана в табл. 28. После посадки и охлаждения точное

Таблица 28

Установочные втулки со ступенчатым отверстием для шпиндельных подшипников



Вал				Отверстие						Втулка				Допуск на L в мм
d_1	Допуск на d_1		S_1	d_2	Допуск на d_2		S_2	Допуск на S_1 и S_2		L	B	D	t °C	
	b	H			b	H		b	H					
в мм	в мк		в мм		в мк		в мм	в мк		в мм				
17	0	—3	0,035	16,950	0	+3	0,030	0	—3	9	13	27	120	± 0,110
20	0	—4	0,040	19,940	0	+4	0,035	0	—4	9	14	30	120	± 0,110
25	0	—6	0,050	24,920	0	+6	0,040	0	—6	10	15	35	120	± 0,110
30	0	—6	0,060	29,910	0	+6	0,050	0	—6	10	16	40	120	± 0,110
35	0	—7	0,070	34,900	0	+7	0,050	0	—7	11	17	47	110	± 0,135
40	0	—7	0,070	39,900	0	+7	0,050	0	—7	11	18	52	110	± 0,135
45	0	—7	0,080	44,880	0	+7	0,060	0	—7	12	19	58	110	± 0,135
50	0	—11	0,090	49,860	0	+11	0,070	0	—7	12	20	63	110	± 0,135
55	0	—13	0,100	54,850	0	+13	0,080	0	—8	13	21	70	110	± 0,135
60	0	—13	0,100	59,850	0	+13	0,080	0	—8	13	22	75	110	± 0,135
65	0	—13	0,110	64,830	0	+13	0,090	0	—8	14	23	80	90	± 0,135
70	0	—13	0,110	69,830	0	+13	0,090	0	—8	14	24	86	90	± 0,135
75	0	—13	0,110	74,830	0	+13	0,090	0	—8	15	25	91	90	± 0,135
80	0	—13	0,120	79,820	0	+13	0,110	0	—8	15	26	97	90	± 0,135
85	0	—15	0,120	84,810	0	+15	0,100	0	—10	16	27	102	90	± 0,135
90	0	—15	0,130	89,800	0	+15	0,110	0	—10	16	28	110	90	± 0,135
95	0	—15	0,140	94,790	0	+15	0,120	0	—10	17	29	114	70	± 0,135
100	0	—15	0,140	99,790	0	+15	0,120	0	—10	17	30	120	70	± 0,135
105	0	—15	0,140	104,780	0	+15	0,120	0	—10	18	31	125	70	± 0,135
110	0	—15	0,150	109,770	0	+15	0,130	0	—10	18	32	132	70	± 0,135
120	0	—15	0,150	119,770	0	+15	0,130	0	—10	19	34	142	70	± 0,165
130	0	—18	0,160	129,750	0	+18	0,130	0	—12	20	36	156	70	± 0,165
140	0	—18	0,160	139,740	0	+18	0,130	0	—12	21	38	166	70	± 0,165
150	0	—18	0,170	149,730	0	+18	0,140	0	—12	22	40	180	70	± 0,165
160	0	—18	0,170	159,730	0	+18	0,140	0	—12	23	42	190	70	± 0,165
170	0	—18	0,170	169,720	0	+18	0,140	0	—12	24	44	205	70	± 0,165
180	0	—18	0,180	179,710	0	+18	0,150	0	—12	25	46	220	70	± 0,165
190	0	—20	0,180	189,700	0	+20	0,150	0	—14	26	48	230	70	± 0,165
200	0	—20	0,180	199,700	0	+20	0,150	0	—14	27	50	245	60	± 0,165

регулирование положения втулки производится специальным приспособлением (рис. 87,*б*). Втулка (кольцо) в это время разжимается под действием масла. Применение гидроразжима устраняет перекос, который может возникнуть при посадке втулки. Демонтаж втулки выполняется следующим путем. Через резьбовое отверстие в установленную на шпиндель втулку подают масло,

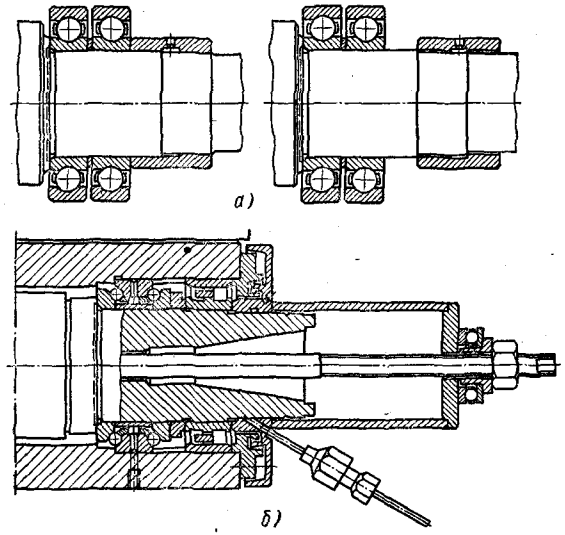


Рис. 87. Ступенчатые втулки (*а*) для фиксации подшипников на шпинделе и приспособление (*б*) для регулировки положения ступенчатых колец [43]

и втулка (вследствие разности в площади сечений правой и левой части) смещается до тех пор, пока часть втулки не сойдет с посадочной поверхности и не даст возможность маслу протекать в образовавшуюся щель. После этого втулку легко снять вручную. Для распрессовки и разжима втулки следует применять масло вязкостью 100—250 *сст* при 50° С (например, автол АК-10). Допуски на изготовление втулок и посадочных шеек шпинделя указаны в табл. 28.

Требования к точности деталей, сопряженных с подшипниками шпинделя

Отклонения размеров и формы сопряженных с подшипниками поверхностей деталей шпиндельного узла не должны превышать допустимых отклонений, установленных для того элемента подшипника, с которым контактирует данная деталь. Это означает, что некруглость шеек шпинделя и посадочного отверстия в корпусе не должна превышать допуска на разностенность колец подшипника; конусность шейки шпинделя — допуска на конусность отверстия внутреннего кольца; непараллельность и неперпендикулярность торцовых базирующих поверхностей — допуска на непараллельность и неперпендикулярность торцов подшипника к образующей дорожек качения.

На этой основе рекомендуются таблицы допусков на точность формы деталей, сопряженных с подшипниками, в шпиндельных узлах высокоточных станков (табл. 29—32).

Посадка подшипников в корпус и на шпиндель устанавливается в соответствии с ГОСТом 3325—55. Однако в силу того, что допуски на подшипники и сопряженные с ними детали установлены так, что величины зазоров и натягов могут изменяться в относительно широких пределах, во многих случаях проводят селективную сборку.

Выбор и регулирование величины зазора (натяга) в подшипниках. Величина зазора (натяга) оказывает существенное влияние на работоспособность шпиндельных узлов: точность вращения шпинделя, жесткость шпиндельного узла, нагрев опор, долговечность подшипников.

Выбор оптимального предварительного натяга и практическое его осуществление является одной из самых сложных проблем конструирования и производства шпиндельных узлов.

Влияние предварительного натяга на работоспособность шпиндельных узлов сводится к следующему:

а) как указывалось на стр. 215, с увеличением предварительного натяга жесткость шпиндельных узлов увеличивается. Однако существует некоторое граничное значение натяга, при котором дальнейшее его увеличение не дает заметного увеличения жесткости; более резко эта закономерность выражена у роликоподшипников, менее резко — у шарикоподшипников;

б) по вопросу влияния предварительного натяга на точность вращения шпинделя и на точность обработки имеющиеся данные противоречивы. По данным работы [37], увеличение предварительного натяга всегда способствует повышению точности формы обрабатываемой поверхности, уменьшению амплитуды вибраций и шероховатости поверхности обрабатываемой поверхности. По данным работы [27], существуют оптимальные значения предварительного натяга, превышение которых влечет за собой снижение точности обработки. Практика назначения величин предварительного натяга свидетельствует о том, что верна вторая точка зрения;

в) влияние величины зазора (натяга) на тепловыделение в опорах шпинделя не может быть охарактеризовано однозначно. Для роликоподшипников уменьшение зазора и увеличение натяга всегда влечет за собой возрастание момента трения и соответственно тепловыделения в опорах. У радиально-упорных и в особенности упорных шарикоподшипников характер зависимости более сложный. До определенного значения (в зависимости от размеров

Таблица 29

Допустимые отклонения (в *мк*) шеек шпинделей, сопряженных с подшипниками качения

Номинальный диаметр внутреннего кольца подшипника в *мм*		Класс точности станка	Контролируемый параметр [1]											
			Овальность шеек			Отклонение профиля продольного сечения на ширине кольца (конусность, бочкообразность, изогнутость, седлообразность)			Отклонение от заданной конусности шпинделей с коническими шейками (на ширине кольца)			Торцовое биение		
			Класс точности используемых подшипников по ГОСТу 520—55											
св.	до		А	С, СА	Выше С	А	С, СА	Выше С	А	С, СА	Выше С	А	С, СА	Выше С
18	30	Н	2,5	2,5	—	2,5	2,5	—	—	—	—	2,5	2,5	—
		П	1,6	1,6	—	1,6	1,6	—	—	—	—	1,6	1,6	—
		В	—	1,0	1,0	—	1,6	1,0	—	—	—	—	1,0	1,0
		А	—	0,6	0,6	—	1,0	0,6	—	—	—	—	0,6	0,6
		С	—	—	0,4	—	—	0,4	—	—	—	—	—	0,4
30	50	Н	2,5	2,5	—	2,5	2,5	—	2,5	2,5	—	3,0	3,0	—
		П	1,6	1,6	—	1,6	1,6	—	2,0	2,0	—	2,0	2,0	—
		В	—	1,6	1,0	—	1,6	1,0	—	2,0	1,2	—	2,0	1,2
		А	—	1,0	1,0	—	1,0	1,0	—	1,2	1,2	—	1,2	1,2
		С	—	—	0,6	—	—	0,6	—	—	1,0	—	—	0,8
50	80	Н	3,0	3,0	—	3,0	3,0	—	3,0	3,0	—	3,0	3,0	—
		П	2,0	2,0	—	2,0	2,0	—	2,5	2,5	—	2,5	2,5	—
		В	—	2,0	1,2	—	2,0	1,2	—	2,5	1,6	—	2,5	1,6
		А	—	1,2	1,2	—	1,2	1,2	—	1,6	1,6	—	1,6	1,6
		С	—	—	0,8	—	—	0,8	—	—	1,2	—	—	1,0
80	120	Н	4,0	4,0	—	4,0	4,0	—	3	3	—	4,0	4,0	—
		П	2,5	2,5	—	2,5	2,5	—	3	3	—	3,0	3,0	—
		В	—	2,5	1,6	—	2,5	1,6	—	3	2	—	3,0	2,0
		А	—	1,6	1,6	—	1,6	1,6	—	2	2	—	2,0	2,0
		С	—	—	1,0	—	—	1,0	—	—	1,6	—	—	1,2
120	180	Н	5,0	5,0	—	5,0	5,0	—	4	4	—	5,0	5,0	—
		П	4,0	4,0	—	4,0	4,0	—	4	4	—	4,0	4,0	—
		В	—	4,0	2,0	—	4,0	2,0	—	4	2,5	—	4,0	2,5
		А	—	2,0	2,0	—	2,0	2,0	—	2,5	2,5	—	2,5	2,5
		С	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
180	250	Н	7	7	—	7	7	—	5	5	—	7	7	—
		П	5	5	—	5	5	—	5	5	—	5	5	—
		В	—	5	3	—	5	3	—	5	3	—	5	3
		А	—	3	3	—	3	3	—	3	3	—	3	2
		С	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
250	315	Н	8	8	—	8	8	—	6	6	—	8	8	—
		П	6	6	—	6	6	—	6	6	—	6	6	—
		В	—	6	4	—	6	4	—	6	—	—	6	—
		А	—	4	4	—	4	4	—	4	—	—	4	—
		С	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

[1] Подшипники класса точности выше С *примерно соответствуют* подшипникам класса АВЕС-9 (стандарт США В35—1960), 00 (стандарт США В35—1960), класса 2 (проект ISO), класса *UP* (нормаль фирмы СКФ, Швеция). См. табл. 15.

Таблица 30

Допустимые отклонения (в *мк*) формы отверстий шпиндельных бабок и гильз, сопряженных с подшипниками качения

Номинальный диаметр наружного кольца подшипника в *мм*		Класс точности станка	Контролируемый параметр								
			Овальность отверстий			Отклонение профиля продольного сечения на ширине кольца (конусообразность, бочкообразность, изогнутость, седлообразность)			Торцовое биение		
			Класс точности используемых подшипников по ГОСТу 520—55								
св.	до		А	СА	Выше С	А	С, СА	Выше С	А	С, СА	Выше С
30	50	Н	4	4	—	4	4	—			
		П	2,5	2,5	—	2,5	2,5	—			
		В	—	2,5	1,6	—	2,5	1,6		2,5	1,6
		А	—	1,2	1,2	—	1,2	1,2	—	1,6	1,6
		С	—	—	0,8	—	—	0,8	—	—	1,2
50	80	Н	5	5	—	5	5	—	5	5	
		П	3	3	—	3	3	—	3	3	
		В	—	3	2,0	—	3	2	—	3	2
		А	—	2,0	2,0	—	2	2	—	2	2
		С	—	—	1,6	—	—	1,6	—	—	1,6
180	120	Н	6	6	—	6	6	—	6	6	—
		П	4	4	—	4	4	—	4	4	—
		В	—	4	2,5	—	4	2,5	—	4	2,5
		А	—	2,5	2,5	—	2,5	2,5	—	2,5	2,5
		С	—	—	2,0	—	—	2,0	—	—	2,0
120	180	Н	8	8	—	8	8	—	8	8	
		П	5	5	—	5	5	—	5	5	
		В	—	5	3	—	5	3	—	5	3,0
		А	—	3	3	—	3	3	—	3	3,0
		С	—	—	2,5	—	—	2,5	—	—	2,5
180	250	Н	10	10	—	10	10	—	10	10	—
		П	6	6	—	6	6	—	7	7	—
		В	—	6	4	—	6	4	—	7	5
		А	—	4	4	—	4	4	—	5	5
		С	—	—	—	—	—	—	—	—	—
250	315	Н	12	12	—	12	12	—	12	12	—
		П	8	8	—	8	8	—	8	8	—
		В	—	8	6	—	8	6	—	8	6
		А	—	6	6	—	6	6	—	6	6
		С	—	—	—	—	—	—	—	—	—
315	400	Н	13	13	—	13	13	—	13	13	—
		П	9	9	—	9	9	—	9	9	—
		В	—	9	—	—	9	—	—	9	—
		А	—	7	—	—	7	—	—	7	—
		С	—	—	—	—	—	—	—	—	—

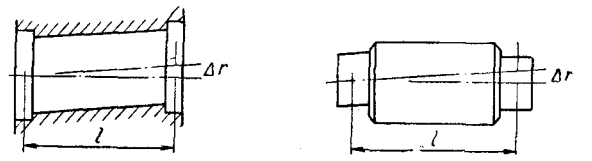
Таблица 31

Допустимые предельные отклонения (в *мк*) формы и взаимного расположения торцов колец, втулок и фланцев, устанавливаемых в шпиндельные узлы

Номинальный диаметр кольца		Класс точности станка	Контролируемый параметр					
			Непараллельность торцов			Торцовое биение		
			Класс точности подшипников по ГОСТу 520—55					
св.	до		А	С, СА	Выше С	А	С, СА	Выше С
18	30	Н	2,5	2,5	—	2,5	2,5	—
		П	1,6	1,6	—	1,6	1,6	—
		В	—	1,6	1,0	—	1,0	1,0
		А	—	0,6	0,6	—	0,6	0,6
		С	—	—	0,4	—	—	0,4
30	50	Н	3,0	3,0	—	3,0	3,0	—
		П	2,0	2,0	—	2,0	2,0	—
		В	—	2,0	1,2	—	2,0	1,2
		А	—	1,2	1,2	—	1,2	1,2
		С	—	—	0,8	—	—	0,8
50	80	Н	3,0	3,0	—	3,0	3,0	—
		П	2,5	2,5	—	2,5	2,5	—
		В	—	2,5	1,6	—	2,5	1,6
		А	—	1,6	1,6	—	1,6	1,6
		С	—	—	1,0	—	—	1,0
80	120	Н	4,0	4,0	—	4,0	4,0	—
		П	3,0	3,0	—	3,0	3,0	—
		В	—	3,0	2,0	—	3,0	2,0
		А	—	2,0	2,0	—	2,0	2,0
		С	—	—	1,2	—	—	1,2
120	180	Н	5	5	—	5	5	—
		П	4	4	—	4	4	—
		В	—	4	2,5	—	4	2,5
		А	—	2,5	2,5	—	2,5	2,5
		С	—	—	1,6	—	—	1,6
180	250	Н	7	7	—	7	7	—
		П	5	5	—	5	5	—
		В	—	5	3	—	5	3
		А	—	3	3	—	3	3
		С	—	—	—	—	—	—
250	315	Н	8	8	—	8	8	—
		П	6	6	—	6	6	—
		В	—	6	4	—	6	4
		А	—	4	4	—	4	4
		С	—	—	—	—	—	—
315	400	Н	10	10	—	10	10	—
		П	7	7	—	7	7	—
		В	—	7	—	—	7	—
		А	—	5	—	—	5	—
		С	—	—	—	—	—	—

Таблица 32

Несоосность (в *мк*) отверстий и шеек шпинделей



Номинальный диаметр в *мм*		Класс точности подшипника			Номинальный диаметр в *мм*		Класс точности подшипника		
		А	С	выше С			А	С	выше С
св.	до	Допустимая несоосность Δr на длине $l = 300$ *мм*			св.	до	Допустимая несоосность Δr на длине $l = 300$ *мм*		
18	30	3	2,0	1,6	120	180	6	4	4,0
30	50	4	2,5	2,0	180	250	8	5	5,0
50	80	5	3,0	2,5	250	315	10	5	—
80	120	6	4	3,0	315	400	10	5	—

подшипника, величины и направления нагрузки) предварительный натяг способствует уменьшению потерь на трение (за счет устранения трения верчения и «гашения» смещения тел качения под действием центробежных сил); дальнейшее его увеличение приводит к росту нагрева опор;

г) зависимость между величиной зазора (натяга) и долговечностью подшипников связана с внешней нагрузкой. Чем больше величина нагрузки, тем при большем натяге достигается наивысшая долговечность; однако при натягах, превышающих оптимальный (по долговечности), последняя резко снижается;

д) с повышением точности подшипников допустимый (по условиям нагрева и долговечности) предварительный натяг увеличивается. Вместе с этим для обеспечения заданной жесткости в более точных подшипниках нужен меньший натяг, чем в подшипниках менее точных.

Из приведенной качественной характеристики зависимости параметров работоспособности шпиндельного узла от величины предварительного натяга следует, что практически величина предварительного натяга может быть установлена лишь как компромисс между различными тенденциями.

Выбор величины предварительного натяга осложняется еще и тем, что конструктор назначает монтажное значение натяга, т. е. то значение, которое устанавливается во время монтажа и регулирования опор шпинделя. Во время работы в зависимости

Таблица 33

Рекомендуемые значения зазора-натяга для подшипников типа 3182100 и 4162900

Скоростной параметр dn_{max} в *мм·об/мин*	Начальный (монтажный) зазор-натяг в *мм*		
	Класс точности подшипников по ГОСТу 520—55		Подшипники более точные, чем класс С, по ГОСТу 520—55
	А	С	
До $0{,}5 \cdot 10^5$	$-0{,}003 \div 0{,}003$	$-0{,}005 \div 0$	$-0{,}005 \div -0{,}002$
$0{,}5 \div 1{,}5 \cdot 10^5$	$0 \div +0{,}006$	$-0{,}002 \div +0{,}003$	$-0{,}003 \div 0$
$1{,}5 \div 2{,}5 \cdot 10^5$	$+0{,}005 \div +0{,}012$	$-0{,}001 \div +0{,}004$	$-0{,}002 \div +0{,}002$

Примечание. Алгебраически большие значения — для больших диаметров и больших скоростей вращения; (—) — натяг; (+) — зазор.

от величины и режима нагрузки, числа оборотов шпинделя, смазки условий охлаждения стенок корпуса шпиндельной бабки величина зазора (натяга) резко изменяется и значительно отличается от установленной при монтаже. В связи с этим рекомендуемые ниже монтажные значения предварительного натяга (табл. 33 и рис. 88)

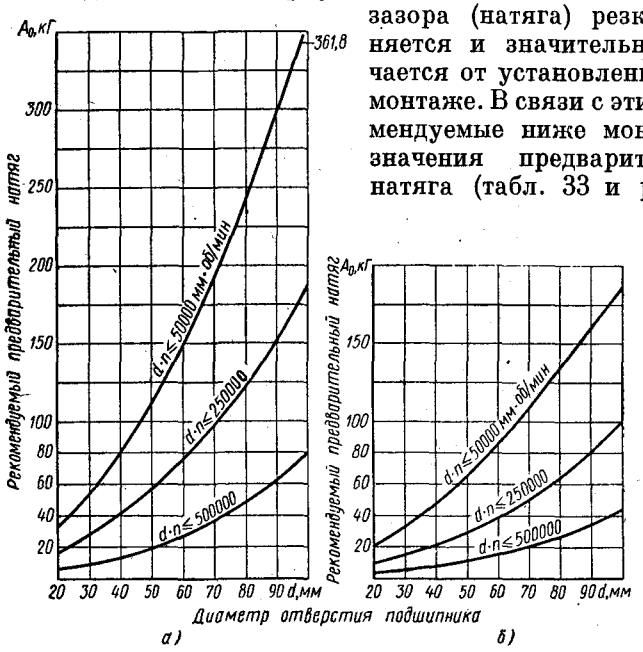


Рис. 88. Рекомендуемый предварительный натяг для радиально-упорных шарикоподшипников

а — типа 36100 и *б* — типа 36200

носят ориентировочный характер; их рекомендуется уточнять при испытаниях прототипа и опытной партии станков.

Для упорных шарикоподшипников при выборе предварительного натяга следует исходить из следующего:

а) для небыстроходных опор — из условий жесткости по графику рис. 23; б) для быстроходных опор — из условия устранения верчения шариков [40], причем осевая нагрузка A на подшипник при любом направлении внешней нагрузки

$$A \geqslant 5{,}75 \cdot 10^{-12} z d_ш^3 D_{ср} n^2 \ кГ, \qquad (28)$$

где z — число шариков; $d_ш$ — диаметр шариков в *мм*.

При относительно малых нагрузках (когда $\frac{A}{d_ш^2} < 0{,}008$ *кГ/мм²* или $A \leqslant 0{,}0016 A_{пр}$ (28*а*), где $A_{пр}$ — предельно допустимая статическая нагрузка по данным [19]) и достаточной смазке условие (28) может не соблюдаться. Зона нагрузки между значениями A по формуле (28а) и по формуле (28) наиболее неблагоприятна для работы упорного шарикоподшипника.

Регулирование величины зазора (натяга) в роликоподшипниках типа 3182100 и 4162900. Величина зазора (натяга) в подшипниках типа 3182100 и 4162900 изменяется в результате напрессовки внутреннего кольца подшипника на коническую шейку шпинделя. Между осевым смещением (Δl, *мм*) внутренних колец подшипников и увеличением среднего диаметра дорожек качения $\Delta d_к$ существует следующее соотношение:

$$\Delta d_к = K_e \Delta l. \qquad (29)$$

Значения коэффициентов K_e указаны ниже:

$\frac{d_1}{d}$	0,5	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80
K_e	15	15,5	16	16,5	17,3	18,5	20,2

Практически зазор регулируют одним из следующих способов.

1. Подшипник насаживают на коническую шейку шпинделя и слегка поджимают навернутой от руки регулировочной гайкой. Шпиндель устанавливают в приспособлении, схематически показанном на рис. 89. Нажимая пальцами на наружное кольцо подшипника, измеряют при помощи микрокатора (с ценой деления 0,001 *мм*) зазор в подшипнике. Постепенно, завинчивая гайку и измеряя зазор в подшипнике, доводят его до заданной величины. После этого плитками измеряют расстояние от переднего торца подшипника до упорного бурта шпинделя (в нескольких точках по окружности) и соответственно шлифуют упорное дистанционное кольцо (деталь *6* на рис. 78). При назначении величины зазора (натяга) следует учитывать, что при посадке наружного кольца в корпус с натягом диаметр дорожек качения наружного кольца уменьшается. Фактическая величина диаметра дорожек качения наружного кольца (после монтажа) может быть определена либо измерением, либо расчетом. В первом случае кольцо запрессовывают

в корпус, измеряют диаметр дорожек качения, затем кольцо выпрессовывают из корпуса, снова измеряют диаметр дорожек качения и при регулировании зазора по схеме рис. 89 вводят поправку на уменьшение диаметра отверстия дорожек качения наружного кольца при установке в корпус. Недостатком этого способа является необходимость двухкратной запрессовки наружного кольца в корпус. Во втором случае расчет изменения диаметра дорожек качения наружного кольца выполняют по известной формуле Ляме соответственно заданной величине натяга посадки.

2. Зазор измеряют и регулируют непосредственно в собранном шпиндельном узле. Шпиндель нагружают с помощью домкрата

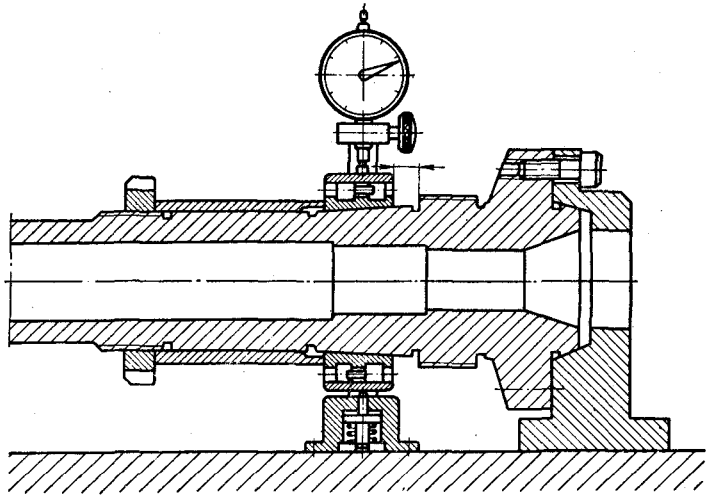


Рис. 89. Схема регулировки зазора у двухрядных роликоподшипников типа 3182100 [8]

через динамометр либо с помощью динамометрического рычага. Силу нагружения прикладывают ступенчато с интервалом (в зависимости от размера узла). Величину перемещений шпинделя измеряют при помощи измерительных головок, микрокаторов или бесконтактных датчиков перемещений. Измерительные приборы прикрепляют к корпусу передней бабки как можно ближе к переднему подшипнику. Как правило, приборы устанавливают в жестких державках на бобышке шпиндельной бабки у торцов подшипника.

Примерные результаты измерений отжатий показаны на рис. 90. Угол наклона линейного участка характеризует жесткость шпиндельного узла, а отрезок, отсекаемый продолжением линейного участка на оси ординат, — радиальный зазор. Если плоскость измерения отстоит от среднего (по ширине) сечения переднего

подшипника на расстоянии, превышающем 0,1 расстояния между средними сечениями переднего и заднего подшипника, необходимо вводить поправку к найденной по графику отжатий величине зазора. Поправка определяется по формуле

$$e_{фак} = \frac{l+a}{l} e_г, \qquad (30)$$

где l — расстояние между передним и задним подшипником в *мм*; a — расстояние от переднего подшипника до плоскости измерения в *мм*; $e_{фак}$ — фактический зазор в переднем подшипнике в *мк*; $e_г$ — зазор, найденный по графику отжатий, в *мк*.

Измеренную по графику отжатий жесткость можно сопоставлять с расчетной, вычисленной по формуле (см. гл. I).

В тех случаях, когда невозможно совместить плоскость нагружения и плоскость измерения (см. рис. 90), расчетную жесткость j определяют по формуле

$$\frac{1}{j} = \left[\frac{alc}{3EJ_1} + \frac{3a^2c - c^3}{6EJ_2}\right] 10^4 + \frac{1}{j_B} \times \times \frac{l^2 + al + c(a+l) + ac\dfrac{j_B}{j_A}}{l^2}, \qquad (31)$$

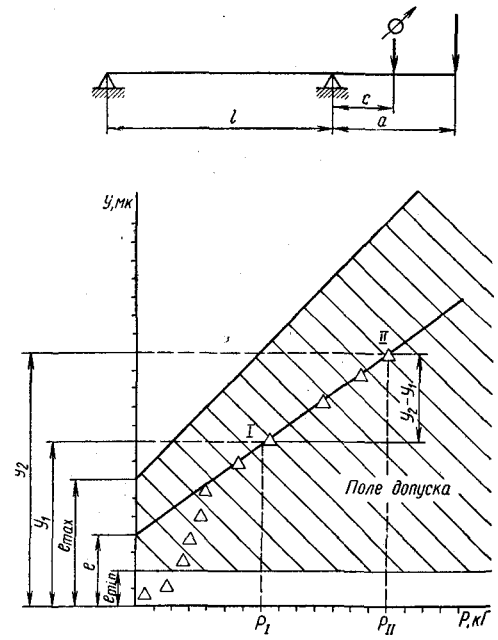


Рис. 90. Схема и график измерения зазора двухрядных роликоподшипников типа 3182100 методом отжима

где J_1 и J_2 — усредненные моменты инерции в пролете и на консоли шпинделя в *см*^{4}; j_A и j_B — жесткость заднего и переднего подшипников в *кГ/мк*; E — модуль упругости в *кГ/см*^{2}; l, a, c — размеры по рис. 90 в *см*.

Жесткость и зазор шпиндельных узлов на сборочных участках можно контролировать с помощью упрощенного двухточечного измерения. После исследования прототипа станка и разработки технологической оснастки назначают две контрольные измерительные точки, т. е. такие значения нагрузки P_I и P_{II}, которые заведомо находятся на линейном участке графика отжатия (точки *I* и *II* на рис. 90). При этом выбирают $P_{II} = 2P_I$. Отжатие шпинделя контролируют при двух указанных значениях нагрузки.

Контрольные показатели для оценки жесткости и зазора следующие:

$$j=\frac{P_{\text{I}}}{y_{\text{II}}-y_{\text{I}}}>j_{доп}; \qquad (32)$$

$$e=2y_{\text{I}}-y_{\text{II}}; \quad e_{\min}\leqslant 2y_{\text{I}}-y_{\text{II}}<e_{\max}. \qquad (33)$$

где $j_{доп}$ — минимальная допустимая жесткость в *кГ/мк*; e — фактический зазор в *мк*; $e_{\min}$, $e_{\max}$ — наименьшее и наибольшее допустимые значения монтажного зазора в *мк*; y_{I}, y_{II} — отжатия в *мк*, соответствующие нагрузкам P_{I} и P_{II} в *кГ*.

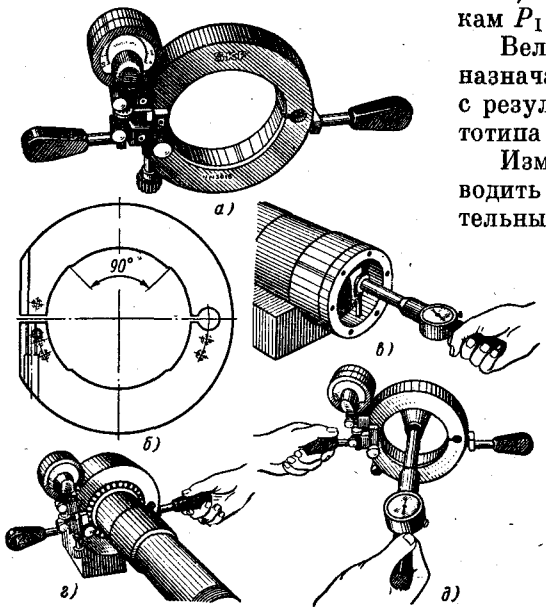


Рис. 91. Приспособление GB (производства СКФ) для регулировки зазора двухрядных роликоподшипников типа 3182100 [43]

Величины $j_{доп}$, $e_{\min}$, $e_{\max}$ назначаются в соответствии с результатами испытания прототипа станка.

Измерения следует производить при четырех последовательных поворотах шпинделя на 90°. Контрольные значения определяют как среднеарифметическое четырех измерений. Осевую жесткость и зазоры шпинделя узлов определяют построением графиков отжатий, аналогичных описанному для радиальной жесткости; для измерения и регулировки зазоров в подшипнике в процессе сборки изготовляют специальные приборы, действующие по принципу переноса размеров.

Прибор типа GB (производство фирмы СКФ, Швеция) [43] предназначен для измерения диаметра окружности, огибающей ролики двухрядного роликоподшипника (рис. 91, *а*). Основная деталь прибора — упругое кольцо с прорезью (рис. 91, *б*), на котором имеются две противостоящие друг другу рабочие зоны. Кольцо с прорезью выполнено так, что его упругость обеспечивает создание необходимого контактного давления после того, как кольцо охватывает комплект роликов внутреннего кольца подшипников. Деформация кольца осуществляется с помощью установочного винта. Предусмотрен стопорный зажим (на рис. 91 *а* — винт на торце кольца), жестко фиксирующий установленный по микрокатору прибора разжим разрезного кольца. Для регулировки необходим также прецизионный нутромер для точного измерения внутреннего диаметра отверстий (диаметра дорожки качения наружного кольца). Прибор используют для регулировки зазора в подшипниках шпинделя следующим образом.

1. Гильзу шпинделя нагревают до избыточной (по отношению к наружному кольцу подшипника) температуры 40—50° С, после этого кольцо свободно от руки устанавливают в расточку гильзы. Если нагрев корпусной детали невозможен, то монтаж (запрессовки) выполняют с помощью специального приспособления для запрессовки колец. При запрессовке колец целесообразно наносить на сопряженные поверхности пасту дисульфида молибдена.

2. После того как корпус с наружным кольцом подшипника вновь примет комнатную температуру, с помощью нутромера измеряют диаметр отверстия наружного кольца (рис. 91, *в*).

3. Внутреннее кольцо с комплектом роликов слегка насаживают на коническую шейку шпинделя.

4. Прибор GB надвигают на комплект роликов; при этом упорный винт растягивает кольцо так, что прибор свободно одевается на комплект роликов. Затем упорный винт устанавливают так, что кольцо прибора силой упругости охватывает комплект роликов (рис. 91,*г*). В этом состоянии прибора микрокатор настраивают на нуль. Затем упорным винтом кольцо прибора разжимают и снимают его с внутреннего кольца подшипника, а прибор снова настраивают так, чтобы стрелка прибора показывала нуль.

5. С помощью нутромера, установленного на нуль по диаметру отверстия наружного кольца подшипника, измеряют диаметр отверстия настроенного кольца прибора (рис. 91,*д*) и тем самым определяют величину установленного зазора между роликами и наружным кольцом.

6. Соответственно найденной таким образом величине зазора и заданной окончательной величине зазора (натяга) внутреннее кольцо подшипника смещают в осевом направлении на величину, устанавливаемую ориентировочно, согласно формуле 29 и табл.33.

7. Измерения, согласно пп. 2, 4 и 5, повторяют, с тем чтобы убедиться, что установленный зазор (натяг) соответствует требуемой величине.

Если согласно чертежу предусмотрено дистанционное кольцо-проставок между торцом подшипника и буртом шпинделя, то это расстояние измеряют с помощью мерительных плиток и соответственно результатам измерения шлифуют дистанционное кольцо. Дальнейшую сборку шпиндельного узла выполняют без какой-либо дополнительной регулировки роликоподшипника.

Регулировка предварительного натяга шарикоподшипников. Радиальные и радиально-упорные шарикоподшипники, как правило, монтируют попарно. Подшипниковая промышленность выпускает радиально-упорные шарикоподшипники комплектами

из двух штук с заранее установленным предварительным натягом — серии подшипников 236000, 246000 (установка «спинка к спинке»), 346000 ((установка «лицом к лицу») и 436000, 446000, 576000 (тандем). Некоторые зарубежные фирмы выпускают радиально-упорные шарикоподшипники для установки попарно не в комплектах, а поштучно, т. е. в виде единичных подшипников, которые можно устанавливать в паре с любым таким же подшипником в любой комбинации («спинка к спинке», «лицом к лицу» или тандем). Такие подшипники выпускают, в частности, фирмы ФАГ (ФРГ) и СКФ (Швеция). Такие подшипники устанавливают либо вплотную, либо между наружными и внутренними кольцами устанавливают дистанционные втулки, имеющие строго одинаковую высоту (для точных шпиндельных узлов допуск на длину таких втулок $\pm 0{,}5 \div 1{,}0$ *мк*) — величина предварительного натяга обусловливается при заказе подшипников.

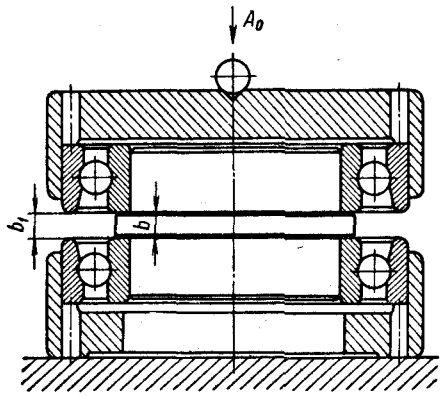


Рис. 92. Схема регулировки натяга шарикоподшипников [8]

Однако во многих случаях радиально-упорные шарикоподшипники для попарной установки (дуплексирование) подбирают на станкостроительных заводах. При этом необходимый предварительный натяг в подшипниках создается разностью высот дистанционных втулок, устанавливаемых между наружными и внутренними кольцами подшипников. На рис. 92 показаны приспособления для определения величины разности длин дистанционных втулок. Посадки подшипников на оправки и в диски должны соответствовать посадкам на шпиндель и в корпус.

Определение разности длин втулок производят следующим образом: приспособление с установленными на нем подшипниками устанавливают под прессом и прикладывают нагрузку, равную выбранному значению предварительного натяга A_0. После этого измеряют расстояние b между торцами наружных колец подшипников. Разность между величиной b (расстояние между торцами внутренних колец подшипников, равное расстоянию между буртами оправки) и b_1 будет искомой разностью длин дистанционных втулок.

Регулировка зазора-натяга по нагреву опор. Температуру подшипников измеряют с помощью термопар, устанавливаемых в отверстиях корпуса шпиндельной бабки так, что они непосредственно касаются наружных колец подшипников, либо с помощью

термометров, устанавливаемых в отверстиях в корпусе бабки (отверстия заполняют маслом). В процессе исследования прототипа станка определяют зависимость между временем работы и избыточной температурой для правильно изготовленного и смонтированного узла. Нагрев опор не должен превышать известных границ, но и не должен быть ниже известного уровня. Если указанное условие не выполнено — проводится регулировка подшипников. При этом обеспечивается точность формы обрабатываемых деталей и динамическая устойчивость системы шпинделя и *долговечность, соответствующая показателям образцового станка-прототипа*. Конечно, такой метод регулировки возможен лишь при том условии, что показатели точности подшипников и сопряженных с ними деталей имеют малое рассеяние.

Регулировка зазора-натяга по моменту трения. По результатам исследования прототипа станка устанавливают допуск на величину момента трения покоя или движения (при медленном) вращении. Изменяют момент трения с помощью рычага с грузом, гибкой тяги с пружинным динамометром или с помощью рычага и манометра.

Достоинство описанного метода — измерение очень простое и кратковременно. Однако еще в большей мере, чем при испытаниях на нагрев, стабильность регулировки подшипников зависит от постоянства точностных параметров подшипников и сопряженных деталей шпиндельного узла.

Смазка шпиндельных узлов станков

Жидкую смазку (включая смазку масляным туманом) применяют в металлорежущих станках при всех числах оборотов. При очень высоких числах оборотов смазка жидким маслом является единственно возможной системой смазки.

Примерные границы применимости (по параметру быстроходности $d \cdot n$, *мм об/мин* подшипников) различных систем жидкой смазки указаны ниже:

Смазка погружением (в масляной ванне) . .	55 000— 80 000
Смазка разбрызгиванием	225 000— 320 000
Циркуляционная смазка	420 000— 600 000
Капельная смазка	280 000— 400 000
Смазка масляным туманом	550 000— 800 000
Смазка впрыскиванием	750 000—1 000 000

(Меньшие значения для тяжелых серий подшипников; большие — для особо легких).

Смазка погружением является самой простой, она пригодна только при малых числах оборотов подшипника (тихоходные шпиндельные узлы). Размер смазочной камеры должен быть достаточным для заполнения ее необходимым количеством масла. Уровень масла в камере должен достигать центра нижнего ролика.

При смазке погружением применяют, как правило, масла вязкостью от 25 до 45 *сст* при 50° С, т. е. те же масла, что и для смазки привода шпинделя. Основной недостаток системы смазки погружением — относительно высокое тепловыделение, невозможность теплоотвода смазкой. Смазку погружением для шпиндельных узлов применяют редко.

Смазка разбрызгиванием осуществляется с помощью вращающейся шестерни или специальной крыльчатки, дисков и т. п., которые подают масло на подшипники шпинделя.

Для того чтобы смазка осуществлялась нормально, число оборотов шпинделя не должно быть слишком низким. Это существенный недостаток такой системы. Поскольку подшипник должен смазываться сразу после начала вращения, отвод (слив) масла от подшипника устроен так, что в подшипнике после остановки вращения остается некоторое количество масла.

При смазке разбрызгиванием от шестерен привода масло подается в подшипники либо непосредственно, либо через специальный сборник. Поскольку здесь применяется то же масло что и для коробки скоростей, вязкость масла обычно 20—30 *сст* при 50° С.

При смазке разбрызгиванием в подшипник поступает масло, загрязненное продуктами износа шестерен коробок скоростей. Поэтому такое масло допустимо применять только для смазки подшипников шпинделей станков, предназначенных для черновой обработки.

Циркуляционная смазка применяется в первую очередь, для шпиндельных узлов, работающих при напряженных режимах (значительные числа оборотов, высокие нагрузки). С ее помощью можно обеспечить необходимый по условию теплоотвода расход смазки через подшипник. Циркуляционная система смазки включает в себя систему охлаждения смазки, которое может происходить естественным путем (в баке-отстойнике) или с помощью установки для искусственного охлаждения. Иногда устанавливают автономную систему циркуляционной смазки для подшипников шпинделя (изолированную от системы смазки коробки скоростей). Это связано с усложнением системы смазки станка (дополнительный насос, защита подшипника от проникновения смазки из коробки скоростей), но вместе с тем позволяет применять оптимальные для данного режима работы шпиндельного узла смазки, в первую очередь маловязкие смазочные масла (3 *сст* при 20° С), что невозможно сделать при общей с коробкой скоростей системе смазки вследствие недопустимости снижения вязкости масла, поступающего на тяжелонагруженные шестерни. Раздельные системы циркуляционной смазки применяют для высокоскоростных шпиндельных узлов, в частности для смазки конических роликоподшипников, работающих при скоростном параметре $dn_{max} \geqslant 200\,000$ *мм об/мин*. В некоторых станках (например горизонтально-расточной станок мод. 75 фирмы Дикси, Швейцария) осуществляется терморегулирование в системе смазки, обеспечивающее не только интенсивный отвод смазки от подшипника, но и стабилизацию температуры всей шпиндельной бабки на заданном уровне. Однако системы смазки с искусственным охлаждением из-за высокой стоимости применяют редко.

В большинстве станков система циркуляционной смазки — общая для шпинделя и коробок скоростей. Необходимо обращать внимание на правильное расположение места подвода смазки. Поскольку радиально-упорные подшипники (шариковые и роликовые) производят насосное действие, смазку следует подавать в зону всасывания. В вертикальных шпиндельных узлах смазка должна подаваться в высшую точку и протекать через все подшипники шпинделя. При выходе смазки из нижнего подшипника она должна поступать в ванну с хорошим уплотнением, откуда либо отсасывается малым насосом, либо поступает в масляный бак, либо через фильтр подается снова в подшипник. При большом расходе смазки через подшипники (как горизонтальных, так и вертикальных шпинделей) особое внимание должно обращаться на свободный слив смазки из подшипника с тем, чтобы избежать *образования застойных зон у подшипников*.

Капельная смазка. Дозировка объема поступающей в подшипник смазки осуществляется с помощью игольчатых капельных или фитильных капельных масленок. В последние годы появились пневматические капельные масленки, настраиваемые на подачу смазки от 1 до 100 *г* масла в 1 *ч*.

При капельной смазке тепловыделение в подшипниках невелико и поэтому ее широко применяют для смазки цилиндророликовых подшипников шпиндельных узлов. При капельной смазке вязкость масла выбирают исключительно из условий работы подшипников, независимо от требований к смазке приводных устройств коробки скоростей. В некоторых станках-автоматах секционные смазочные капельные масленки заполняют несколькими сортами смазки одновременно, причем в зависимости от режима работы (числа оборотов) в подшипник подается та или иная смазка.

При капельной смазке масло из подшипника обычно стекает в общую систему смазки станка и для смазки подшипников шпинделя повторно не используется. При ограниченном расходе смазки через подшипники это вполне допустимо. Иногда устраивают изолированную систему сбора смазки от подшипника и она возвращается в капельную масленку. При капельной смазке следует предусматривать уплотнения подшипников шпинделя также и со стороны привода, с тем чтобы исключить попадание смазки в подшипники шпинделя из коробки скоростей.

Смазка масляным туманом. Достоинства этой смазки заключаются в следующем: а) в подшипники подается малое количество

смазки, поэтому тепловыделение в подшипнике невелико; б) осуществляется интенсивное охлаждение подшипника сжатым воздухом; в) избыточное давление воздуха в подшипнике препятствует (при правильной конструкции уплотнений) проникновению в подшипники внешнего загрязнения; г) подшипники постоянно и равномерно обеспечиваются смазкой.

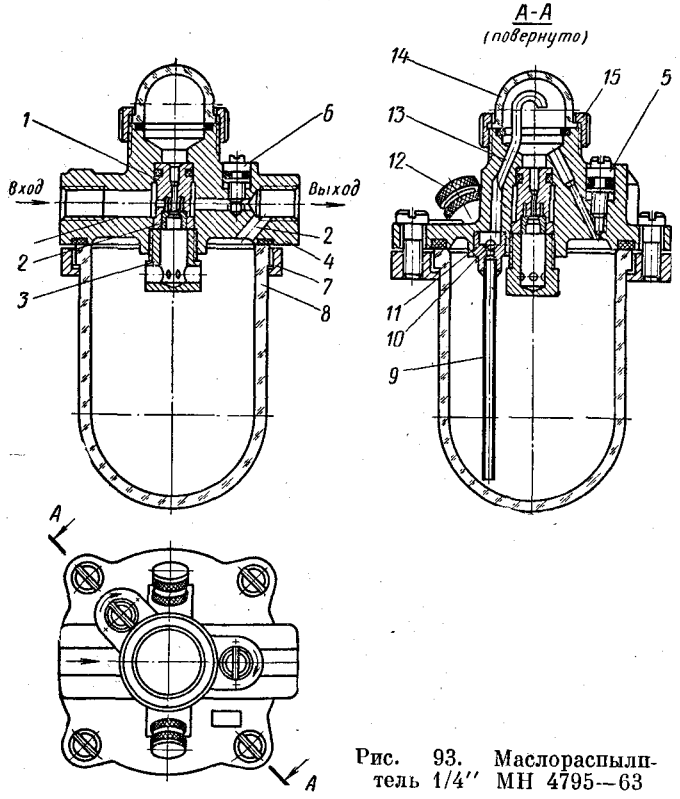


Рис. 93. Маслораспылитель 1/4″ МН 4795—63

Недостатки смазки масляным туманом: а) сложность и относительно высокая стоимость; б) загрязнение воздуха из-за выноса частиц масла из подшипника.

Смазку масляным туманом применяют для высокоскоростных шпиндельных узлов, в первую очередь шлифовальных головок внутришлифовальных станков.

При конструировании шпиндельных узлов, смазываемых масляным туманом, следует обращать внимание на то, чтобы смазка равномерно распределялась между подшипниками. Для этого сопротивление току воздуха в обоих направлениях должно быть одинаковым. Вязкость масла обычно 12—24 *сст* при 50° С.

Масляный туман образуется с помощью специальных приборов — туманообразователей. На рис. 93 показана схема маслораспылителя типа 1/4″ МН 4795—63. Маслораспылитель типа 1/4″ МН 4795—63 состоит из следующих основных деталей: собственно распылителя *1* с запрессованной в него втулкой *2*, пробки *3*, корпуса-крышки *4*, главного дросселя *5*, вспомогательного дросселя *6*, фланца *7*, пластмассового стакана *8*, трубки *9*, запорного шарика *10*, втулки-седла *11*, пробки *12*, капельной трубки *13*, прозрачного колпачка *14*, гайки *15* и уплотнительных колец.

На рис. 94 показана схема маслораспылителя типа 722000 (производство фирмы СКФ). Сжатый воздух под давлением поступает по трубопроводу *1* через воздушный фильтр *2* и редукционный клапан *3* к блоку распыления. Манометр *4* показывает давление воздуха. Влага из водоотделителя из редукционного клапана отводится через спускной кран *10*. Блок распыления состоит из распыляющего сопла *5*, винта регулировки расхода воздуха *6* и винта регулировки расхода воздуха *7*. Масло всасывается из бака *12*, который служит одновременно кор-

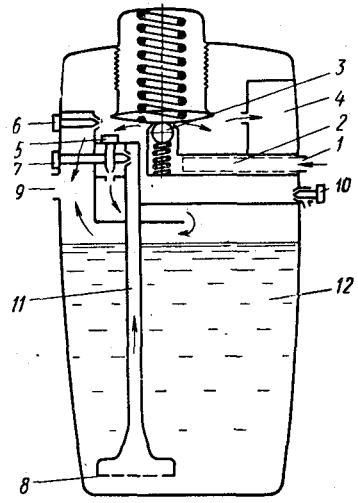


Рис. 94. Маслораспылитель фирмы СКФ типа 722000 [43]

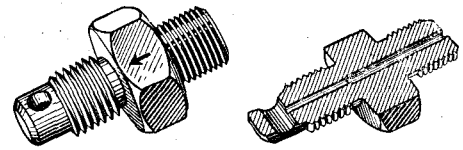


Рис. 95. Конденсирующий ниппель

пусом всего устройства, через фильтр *8* и трубопровод *11*. Образовавшийся в распылителе масляный туман отводится через трубопровод *9*. Для нормальной работы туманообразователя воздух должен быть тщательно осушен, так как влагоотделитель прибора отводит малые количества влаги.

Как указывалось, в большинстве случаев целесообразно обеспечить конденсацию тумана до прохода его через подшипники и тем самым предотвратить вынос смазки из узла. На рис. 95 показан конденсирующий ниппель. Эффективность осаждения смазки зависит от разности давлений на входе и выходе ниппеля. Конденсация масла наиболее интенсивно происходит при разности давлений $P_2 = 0{,}5 \div 1{,}0$ *кГ/см*^{2}.

Количество масла, потребляемого каждым из подшипников шпинделя, приближенно определяется по следующей формуле (43):

$$G = G_0 k_1 k_2 k_3, \qquad (34)$$

где G — расход смазки на подшипник в *г/ч*; G_0 — условный расход смазки; для шарикоподшипников $G_0 = 0{,}1$, для подшипников с цилиндрическими роликами $G_0 = 0{,}2$, для подшипников с бочкообразными и коническими роликами $G_0 = 0{,}4$ *г/ч*; k_1, k_2 и k_3 — коэффициенты, учитывающие соответственно размер и скорость вращения подшипника, объем полости для размещения смазки у подшипника, рабочую температуру подшипника. Значение коэффициента k_1 устанавливается согласно следующему соотношению (d в *мм*, n в *об/мин*): при $nd^{3/2} < 100\,000$ $k_1 = 1$; при $100\,000 \leqslant nd^{3/2} \leqslant 1\,000\,000$ $k_1 = 2$; при $1\,000\,000 < nd^{3/2}$ $k_1 = 4$.

Для скоростей вращения, характеризуемых параметром $nd^{3/2} > 5\,000\,000$, расход смазки при запуске должен быть очень значительным. Режим смазки для этих условий подбирается опытным путем.

Значения коэффициента k_2 следующие: при большом резерве смазки (масляная ванна) $k_2 = 1$, при небольшом резерве смазки $k_2 = 2$; при отсутствии резерва смазки (свободное протекание смазки через подшипник) $k_2 = 4$. Значения коэффициента k_3 выбирают следующие: при температуре подшипника до 70° С $k_3 = 1$, свыше 70 до 100° С $k_3 = 2$, свыше 100 до 130° С $k_3 = 4$, свыше 130 до 160° С $k_3 = 6$.

В соответствии с требуемым расходом смазки через подшипник с помощью графиков, прилагаемых к руководству по обслуживанию туманообразователей [43], регулируют давление воздуха на входе и выходе прибора и определяют расход воздуха.

Как указывалось, необходимый расход воздуха значительный. Так, например, при расходе смазки 4,4 *г/ч* для смазки шлифовальной головки с диаметром подшипников 55 *мм* и узла конической передачи расход воздуха составляет 32 *л/мин*.

Смазка впрыскиванием. Для смазки подшипников, работающих в особо напряженных условиях (очень высокие числа оборотов, высокие температуры), применяется так называемая смазка впрыскиванием [42].

Смазка подается в подшипник через три-четыре сопла, расположенные по окружности подшипника в зазор между сепаратором и кольцом подшипника под давлением до 4 *кГ/см²*. Этим путем преодолевается воздушный барьер, создаваемый быстровращающимися частями подшипника. Масло впрыскивается периодически; темп подачи масла устанавливается с помощью электромагнитных дозаторов. Таким образом, обеспечивается, с одной стороны, подача масла непосредственно на рабочие поверхности подшипника, с другой — точная регулировка количества подаваемой смазки. Для смазки впрыскиванием рекомендуются маловязкие масла 6—10 *сст* при 50° С.

На рис. 96 показана схема устройства для подачи смазки. Насосный эффект достигается периодическим скручиванием полой плоской трубы *1*, осуществляемым через рычажную систему электромагнитом *2* с частотой переменного тока сети (50 *гц*). Всасывание масла происходит через запорный вентиль *3*, а подача смазки в трубопровод *4* через дюзу *5*. Возврат смазки происходит через сливную трубу *6*. При необходимости регулирования расхода смазки в электросхему встраивается контактный датчик (на схеме не показан) и реле времени так, что частота скручивания трубы уменьшается. Максимальное давление насоса составляет 5 *кГ/см²*, максимальная производительность насоса — 25 *л/ч*.

По данным [42], долговечность шлифовальных шпинделей при смазке впрыскиванием увеличивается в 10 раз по сравнению с капельной смазкой и консистентной смазкой и в 4 раза по сравнению со смазкой масляным туманом. Описанная система смазки используется главным образом для смазки особо быстроходных подшипников.

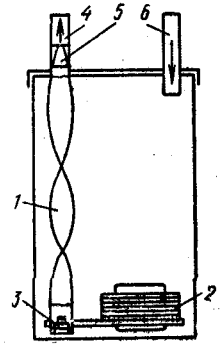


Рис. 96. Устройство для смазки впрыскиванием [42]

Выбор жидких смазок для шпиндельных узлов. Вязкость масла для смазки шпиндельных узлов выбирают в зависимости от условий работы узла и системы смазки.

Для смазки быстроходных опор применяют маловязкие масла, для тяжелонагруженных небыстроходных опор — масла средней вязкости. Во многих случаях применяют масла с антизадирными, антипенными и антиокислительными присадками. В качестве примерных рекомендаций по выбору вязкости масла для шпиндельных узлов можно принять значения, указанные в табл. 34. Рекомендуется окончательный выбор сорта масла (вязкости масла, равно как количества подаваемого в подшипниках масла) производить на основании результатов испытаний прототипов станков.

Консистентные смазки, как правило, применяют в шпиндельных узлах с относительно низкими числами оборотов. В табл. 35 указаны предельные значения скоростного параметра dn_{max} для подшипников различных типов при смазке консистентными смазками. Консистентные смазки особенно удобны для автономных шпиндельных узлов и шпиндельных узлов, работающих в вертикальном или наклонном положении. В первом случае становится возможным не применять громоздкую систему гибких шлангов для подвода и отвода смазки к перемещающемуся шпиндельному узлу; во втором — существенно облегчается проблема уплотнения шпиндельного узла.

В некоторых случаях консистентные смазки применяют с целью защиты подшипников шпинделя от влаги и загрязнений (заточные станки).

Применяемая консистентная смазка должна обладать хорошими смазывающими свойствами, хорошо сопротивляться старению

Таблица 34

Выбор вязкости масел для смазки шпиндельных узлов [1]

Тип станка	Скоростной параметр $d \cdot n_{max}$ *мм·об/мин*		Вязкость в *сст*
	для подшипников сверхточных и особо легких серий	для подшипников легкой и средней серии	
Шлифовальные [2]	$< 240\,000$ $> 240\,000$	$< 170\,000$ $> 170\,000$	12—23 6—10
Токарные станки, одно- и многошпиндельные токарные автоматы	$< 80\,000$ $> 80\,000$ $> 240\,000$	$< 55\,000$ $> 55\,000$ $> 170\,000$	24—55 17—32 12—23
Расточные	$< 80\,000$ $> 80\,000$	$< 55\,000$ $> 55\,000$	34—55 17—32
Фрезерные и сверлильные	$< 160\,000$ $> 160\,000$	$< 110\,000$ $> 110\,000$	17—32 12—23

[1] Для систем смазки шпиндельных узлов, общих с приводом, вязкость масла увеличивается и, например, для тяжелых токарных станков рекомендуется 50—100 *сст* при 50° С.

[2] При смазке масляным туманом рекомендуются более вязкие масла (12—24 *сст* при 50° С).

и надежно защищать подшипник от коррозии. Большое значение имеет консистентация смазки. Она характеризуется либо числом пенетрации, либо номером класса по принятой в США и некоторых других странах системе NLGJ. Между указанными показателями примерно следующее соотношение:

Класс NLCJ	0	1	2	3
Число пенетраций	355—385	310—340	265—295	220—250

Для высокоскоростных внутришлифовальных шпинделей, а также для подшипников типа 3182100 и СКФ — 234000, если они работают на высоких числах оборотов, рекомендуют смазку класса 1.

Для тихоходных тяжелонагруженных шпиндельных узлов более целесообразно использовать смазки класса 2.

Среди отечественных консистентных смазок лучшими для смазки шпиндельных узлов являются ЦИАТИМ-201, ЦИАТИМ-202, ОКБ 122-7, ВНИИ НП 223.

Количество консистентной смазки, закладываемой в подшипник, существенно влияет на его работоспособность и в первую очередь на нагрев и долговечность подшипников. Избыток консистентной смазки влечет за собой рост потерь на трение, повышение температуры опоры, вытекание смазки. Недостаточное количество смазки может привести к быстрому выходу подшипников из строя.

Таблица 35

Предельная быстроходность подшипников качения при смазке консистентными смазками

Тип подшипника	Предельная быстроходность dn_{max} *мм · об/мин* *
Радиальные шарикоподшипники	270 000—400 000
Радиально-упорные шарикоподшипники с углом контакта 26—36° (серия 46000, 246000 и т. п.)	220 000—320 000
Радиально-упорные шарикоподшипники с углом контакта 12—15° и текстолитовым сепаратором (серии 36000, 236000 и т. п.)	270 000—400 000 **
Однорядные цилиндрические роликоподшипники	220 000—320 000
Двухрядные цилиндрические роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами серии 318200	270 000—400 000
Конические роликоподшипники	110 000—160 000
Упорные шарикоподшипники серий 8100 и 8200	100 000—120 000

* Меньшие значения для более тяжелых серий подшипников, большие — для особо легких.

** У высококачественных радиально-упорных шарикоподшипников, специально предназначенных для высокоскоростных шлифовальных головок, параметр dn_{max} достигает 900 000 *мм · об/мин*.

Необходимый объем V смазки вычисляется по формуле [43]:

$$V = f\frac{Bd_{cp}}{1000}\ см^3, \qquad (35)$$

где $d_{cp} = \frac{d+D}{2}$ — средний диаметр в *см*; B — ширина подшипника в *см*; f — коэффициент, зависящий от размеров подшипника; $f = 1{,}5$ для $d \leqslant 40$ *мм*; $f = 1{,}0$ для $d = 40 \div 100$ *мм*; $f = 1{,}5$ для $d = 100 \div 130$ *мм*; $f = 2{,}0$ для $d = 130 \div 160$ *мм*; $f = 3{,}0$ для $d = 160 \div 200$ *мм*; $f = 4{,}0$ для $d > 200$ *мм*.

Срок замены смазки. Под воздействием постоянного перемешивания, высоких контактных давлений и окислительных процессов консистентная смазка утрачивает свои смазывающие свойства. В известных справочниках [2, 14] указывают сроки замены консистентных смазок в шпиндельных узлах станков. Если рабочая температура подшипника превышает 60° С, то долговечность консистентной смазки резко снижается. Повышению температуры на 10° С соответствует снижение долговечности смазки в 2 раза. Так, например, если при 60° С нормальный срок службы консистентной смазки 3000 *ч*, то при 80° С — 750 *ч*.

Опыт применения высококачественных консистентных смазок в шпиндельных узлах станков показал, что при нормальных нагрузках нормальный срок службы смазки увеличивается в 3—5 раз, если консистентная смазка обладает свойством прилипания к деталям подшипника. Это относится в первую очередь к подшипникам с сепараторами из пластмасс. Применение таких смазок делает ненужным ее замену в течение всего срока службы подшипника.

Устройства для регулирования подачи консистентной смазки в подшипник. Избыток консистентной смазки в подшипнике приводит к недопустимому его нагреву. Вместе с тем из-за старения консистентной смазки необходимо периодически вводить дополнительное количество смазки в подшипник. Если при пополнении подшипника смазкой избыточное ее количество удаляться не будет, возможно нарушение нормальной работы подшипника. Для предупреждения этого целесообразно устраивать сбрасывающий клапан (рис. 97). Между размерами подшипника и размерами деталей сбрасывающего клапана должны соблюдаться определенные соотношения (все обозначения указаны на рис. 97) [43]. Для горизонтальных шпинделей

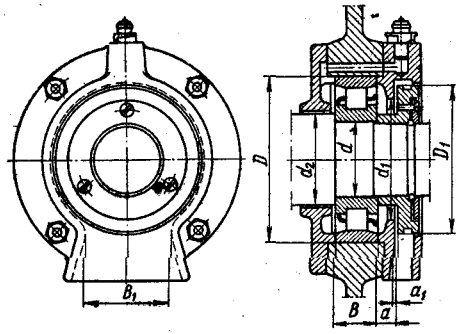


Рис. 97. Сбрасывающий клапан для удаления избытка консистентной смазки из подшипника [43]

$$d_1 \geqslant \frac{d+D}{2};\quad D_1 \approx (1{,}1 \div 1{,}2)\, d_1;\quad B_1 \approx 0{,}5D_1;\quad a = 0{,}1D;\quad a_1 > 1\ мм.$$

Для особо надежного уплотнения диаметр D_1 можно делать несколько бо́льшим, чем указано в формуле, однако при этом следует также увеличивать величину B_1.

Для вертикальных шпинделей, в том случае если сбрасывающий клапан располагается под подшипником:

$$d_1 \geqslant \frac{d+D}{2};\quad D_1 \approx 1{,}1d_1;\quad B_1 \geqslant 0{,}5D_1;\quad a = 3 \div 6\ мм;\quad a_1 \geqslant 1\ мм.$$

В тех случаях, когда клапан располагается над подшипником: $D_1 \approx 1{,}15d_1$, где d_1 — диаметр дорожки качения наружного кольца.

Все остальные соотношения те же, что и для сбрасывающего клапана, расположенного под подшипником.

Для успешной работы системы необходимо, чтобы зазор между валом (участок d_2) и стенкой корпуса был достаточно малым, с тем чтобы при пополнении подшипника смазкой сопротивление в зазоре было достаточно велико и смазка не выдавливалась из полости подшипника. При допуске на вал B_4 по ОСТу 1024 отверстие в корпусе должно быть $Ш_4$ (по ОСТу 1014).

При установке сбрасывающего клапана кратковременные «пики», возникающие после пополнения подшипника консистентной смазкой, быстро выравниваются, в то время как при отсутствии смазочного клапана после заполнения подшипника свежей консистентной смазкой температура может расти и оставаться на недопустимо высоком уровне.

Уплотнения шпиндельных узлов

Уплотнения шпиндельных узлов служат для того, чтобы защищать подшипники шпинделя от проникновения грязи, пыли и влаги, а также для препятствия вытеканию смазки из подшипника. Для станков, работающих в условиях обильного поступления в зону резания жидкости (станки-автоматы, шлифовальные станки др.), а также с высокой запыленностью зоны резания (станки, работающие абразивным инструментом), качество уплотнения является решающим фактором, определяющим долговечность шпиндельных узлов.

Со стороны инструмента пространство для установки уплотнений, как правило, очень ограничено. Поэтому, помимо собственно уплотнения подшипника, размещаемого в корпусе шпиндельной бабки, в ряде случаев целесообразно устройство внешних уплотнений в патронах или дисках крепления шлифовальных кругов.

У быстроходных шпинделей устраивают исключительно бесконтактные уплотнения, поскольку применение контактных уплотнений всегда связано со значительным тепловыделением. Проектируя бесконтактные уплотнения, всегда следует считаться с насосным эффектом, возникающим по обе стороны шпинделя. Если уплотнения несимметричны, может возникнуть односторонне направленный ток воздуха вдоль шпинделя. При этом возможен вынос частиц масла из шпиндельного узла, неравномерное распределение масляного тумана и т. п. нарушения в смазке узла. Насосный эффект может привести к снижению давления воздуха в корпусе опоры, которое приводит к запылению подшипника при остановках шпинделя. Интенсивность этого процесса (запыление подшипника от притока воздуха) может быть усилена еще и тем, что опора и воздух в ней во время работы нагреваются, а после останова охлаждаются.

При смазке подшипников масляным туманом система включения и выключения смазки должна быть устроена так, чтобы после останова вращения шпинделя смазка некоторое время поступала в опору: этим устраняется подсос воздуха в опору извне.

Лабиринтные уплотнения являются в большинстве случаев достаточно эффективными. Для надежной их работы желательно, чтобы радиальный зазор в уплотнении не был больше 0,2—0,3 *мм*. Для работы с таким малым зазором необходимо тщательное центрирование уплотнения относительно поверхности вращения. Если уплотнения крепятся на резьбе, то следует предусматривать направляющие (центрирующие) цилиндрические пояски. В шпиндельных узлах, работающих в тяжелых (по загрязнению) условиях, лабиринты заполняют консистентной смазкой, а при жидкой смазке иногда предусматривают продувку воздуха через уплотне-

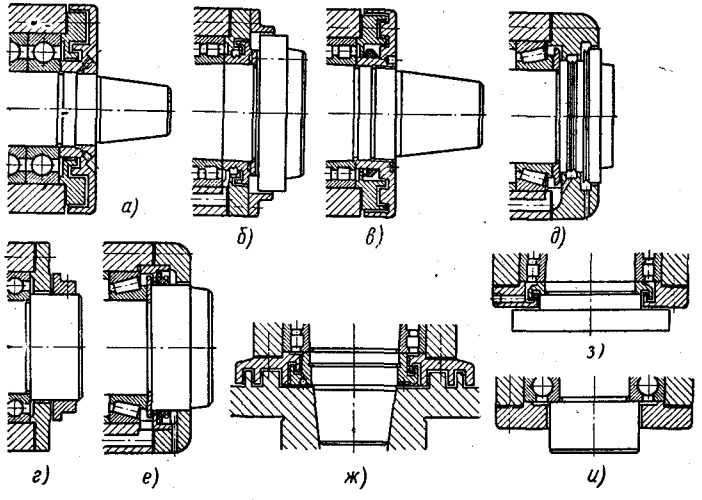


Рис. 98. Уплотнения шпиндельных узлов

ния. При жидкой смазке в уплотнениях размещают маслосборники и каналы для отвода утечек смазки.

На рис. 98 изображены основные типы уплотняющих элементов узлов [43].

Горизонтальные шпиндели. Уплотнение, показанное на рис. 98,*а* (лабиринтное), применяют при консистентной смазке и смазке масляным туманом. Это бесконтактное уплотнение хорошо работает при высоких числах оборотов. Уплотнительные кольца шпинделя должны быть тщательно установлены и отбалансированы. Уплотнения, показанные на рис. 98, *б* (лабиринтное с каналом для отвода утечек), применяют в системах жидкой смазки. На станках, где имеет место интенсивное внешнее загрязнение, уплотнение усиливается внешним защитным кольцом.

Уплотнение, показанное на рис. 98, *в* (усиленное лабиринтное уплотнение), применяют в особо тяжелых условиях для защиты подшипников с консистентной смазкой для шпинделей, работающих при малых и средних оборотах. Здесь, помимо лабиринта, предусмотрено манжетное уплотнение.

Уплотнение, показанное на рис. 98,*г* (щелевое уплотнение), применяют для защиты шпиндельных узлов с консистентной смазкой или смазкой масляным туманом, работающих в благоприятных (по загрязнению) условиях. Уплотнение, показанное на рис. 98, *д* (щелевое уплотнение с маслоотражателем), применяют в узлах с обильной циркуляцией смазки. Уплотнение, показанное на рис. 98, *е* (контактное уплотнение), применяют для шпиндельных узлов как с жидкой, так и с консистентной смазкой. Быстроходность шпиндельных узлов в большинстве случаев ограничивается износом уплотнения.

Вертикальные шпиндели. Уплотнение, показанное на рис. 98, *ж* (лабиринтное), предназначено для работы с консистентной смазкой в тяжелых условиях. Уплотнение, показанное на рис. 98, *з* (лабиринтное с маслоотражателем), применяется в системах жидкой смазки. Уплотнение, показанное на рис. 98, *и* (щелевое), применяют в простых шпиндельных узлах, смазываемых консистентной смазкой.

Шпиндельные узлы металлорежущих станков (описание конструкции)

У большинства шпиндельных узлов станков в качестве передней опоры используют двухрядные цилиндророликовые подшипники или конические роликоподшипники.

Высказываются противоположные точки зрения на сравнительную эффективность этих двух типов опор; однако следует полагать, что ни один тип опор не имеет заметных преимуществ, о чем, в частности, свидетельствуют экспериментальные данные [27].

Указанная точка зрения подтверждается также материалами о практике зарубежного станкостроения.

Среди рассмотренных примерно 320 моделей станков у первой группы стран (ФРГ, Швеция и др.) станки с цилиндророликовыми шпиндельными подшипниками составляют 78%, с коническими подшипниками 11,5%; у второй группы (США, Франция и др.) — соответственно 12 и 81%. В продукции стран третьей группы доля цилиндророликовых и конических подшипников примерно одинакова (40 и 46%). Такой результат, даже учитывая ограниченный объем выборки, дает основание утверждать, что в практике конструирования станков до настоящего времени не выявилось преимущественное применение какого-либо одного из двух основных типов шпиндельных роликоподшипников. Область распространения того или иного типа подшипника определяется в первую очередь исторически сложившимися традициями и экономическими связями в станкостроении различных стран.

Следует указать на довольно широкое применение в шпиндельных узлах станков (в последние годы) игольчатых подшипников. Ниже будет рассмотрен ряд типичных конструкций шпиндельных

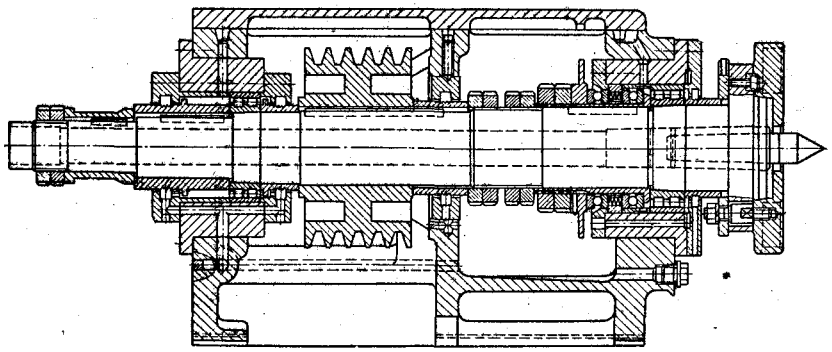


Рис. 99. Шпиндельный узел токарного станка с упорными шарикоподшипниками

узлов, — преимущественно таких, где использованы новые виды подшипников качения.

В шпиндельном узле токарного станка (рис. 99) в передней и задней опоре радиальную нагрузку воспринимают двухрядные цилиндророликовые подшипники, а осевую — два упорных шари-

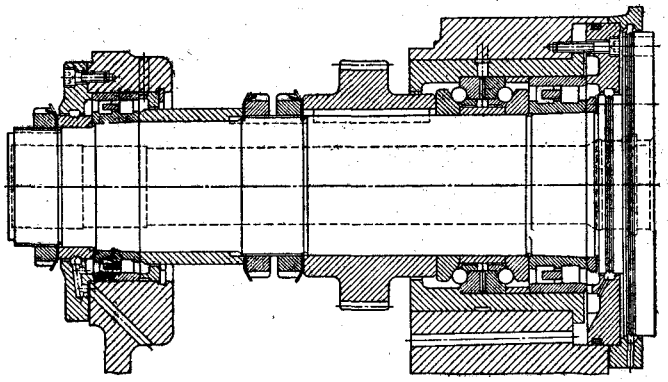


Рис. 100. Шпиндельный узел одношпиндельного токарного автомата [43]

коподшипника, расположенных непосредственно за радиальными подшипниками. Предварительный натяг упорных подшипников стабилизируется с помощью пружин, размещенных между упорными подшипниками. Только при этом условии упорные подшипники могут работать при относительно высоком числе оборотов:

$dn_{max} = 280\,000$ *мм · об/мин*. Внутреннее кольцо радиального подшипника упирается в бурт шпинделя через дистанционное разъемное кольцо, охватываемое разъемным диском.

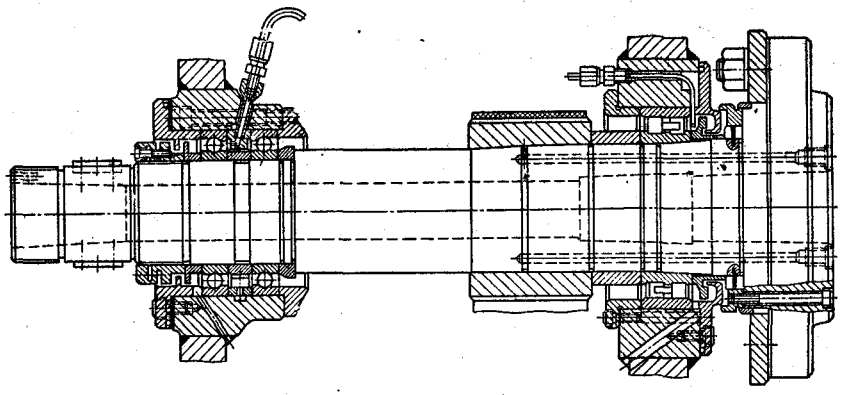


Рис. 101. Шпиндельный узел быстроходного токарного станка [43]

В конструкции одношпиндельного токарного автомата, показанного на рис. 100, трудности, связанные с размещением и регулировкой упорных подшипников, преодолены посредством применения упорно-радиальных шарикоподшипников. Диаметр шпин-

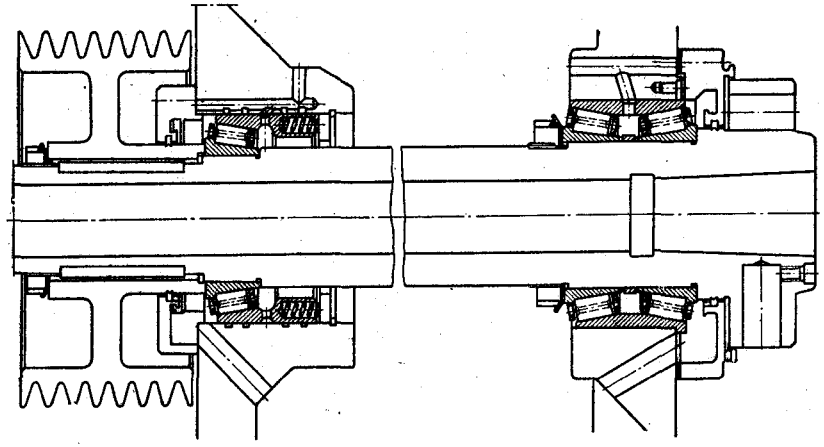


Рис. 102. Шпиндельный узел токарного станка с коническими роликоподшипниками типа Гаме

деля этого станка в передней опоре равен 100 *мм*, максимальное число оборотов 2000 в минуту (скоростной параметр $dn_{max} = 200\,000$ *мм · об/мин*). Обращает внимание также развитое бесконтактное уплотнение подшипников со стороны фланца, причем

внешний лабиринт защищает от проникновения в подшипник охлаждающей жидкости и снабжен канавкой (во фланце) для ее стока. Известны шпиндельные узлы с такой же компоновкой, быстроходность которых достигает $dn_{max} = 500\,000$ *мм · об/мин*.

Еще более высокой быстроходностью отличается шпиндельный узел, показанный на рис. 101; диаметр шпинделя в передней

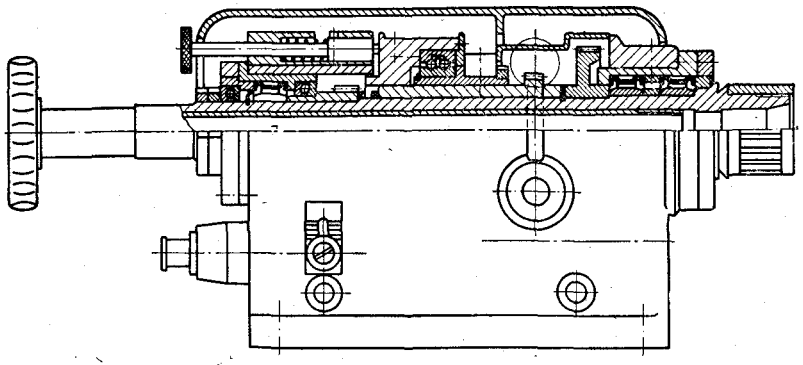


Рис. 103. Шпиндельный узел токарного станка с игольчатыми подшипниками фирмы ИНА

опоре — 110 *мм*, максимальное число оборотов — 5000 в минуту. На этом станке применены особо точные подшипники фирмы СКФ (класс точности UP), смазка — впрыскиванием. Шпиндель подвергается динамической балансировке. Остаточный дебаланс не превышает 1 *Г · см*. Следует указать на то, что только очень совершенная система смазки может устранить нагрев опор шпин-

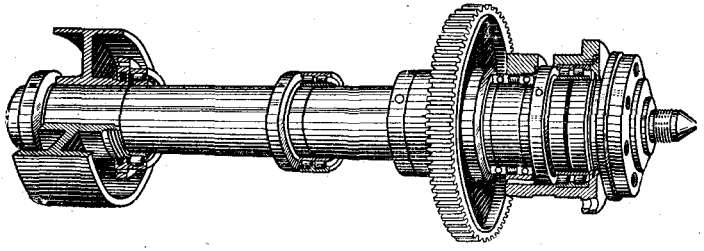


Рис. 104. Трехопорный шпиндельный узел токарного станка

деля и связанного с этим температурного смещения торца шпинделя (в направлении его оси) в шпиндельных узлах такого типа.

Типичная схема шпиндельного узла токарного станка с коническими роликоподшипниками (типа Гаме) показана на рис. 102. Такая конструкция шпиндельного узла значительно облегчает его изготовление и сборку. Изготовляемое поставщиком подшипников дистанционное кольцо между внутренними кольцами переднего подшипника устанавливает осевой зазор-натяг подшипника так, что подшипник при сборке не регулируют; гайку, фиксирующую передний подшипник на шпинделе, затягивают до отказа. Пружины, размещенные в заднем подшипнике, обеспечивают

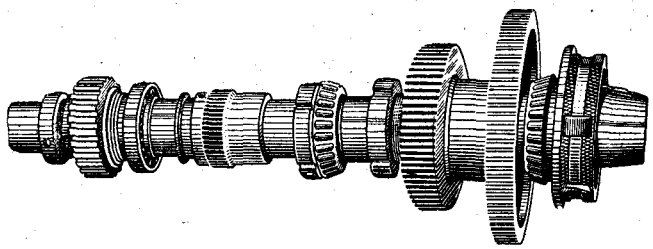


Рис. 105. Трехопорный шпиндельный узел токарного станка с коническими роликоподшипниками

постоянный внутренний натяг и компенсацию температурных деформаций шпинделя. При надлежащей циркуляционной смазке шпиндельные узлы с подшипниками Гаме обеспечивают высокую быстроходность. У токарного полуавтомата, шпиндельный узел

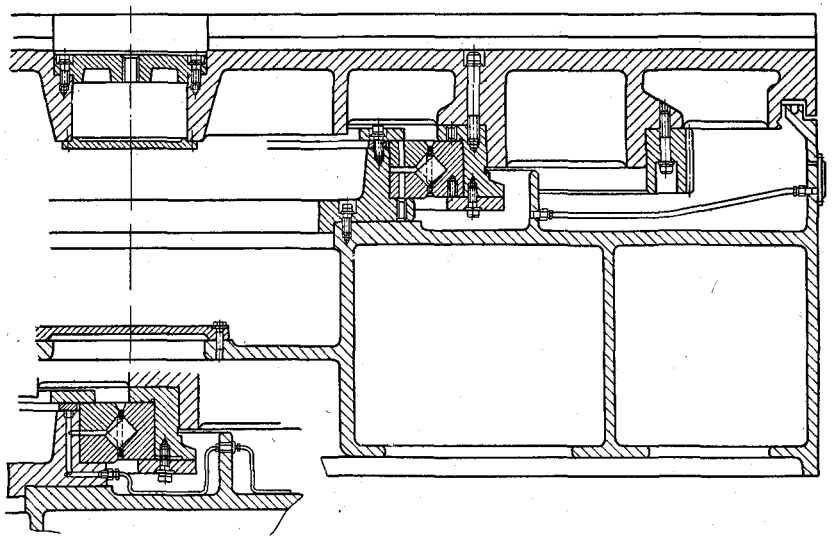


Рис. 106. Шпиндельный узел карусельного станка с крестовороликовыми подшипниками фирмы Тимкен

которого показан на рис. 102, максимальный диаметр обрабатываемого изделия 360 *мм*, диаметр шпинделя равен 100 *мм*, максимальное число оборотов 2240 в минуту, скоростной параметр $dn_{max} = 224\,000$ *мм · об/мин*.

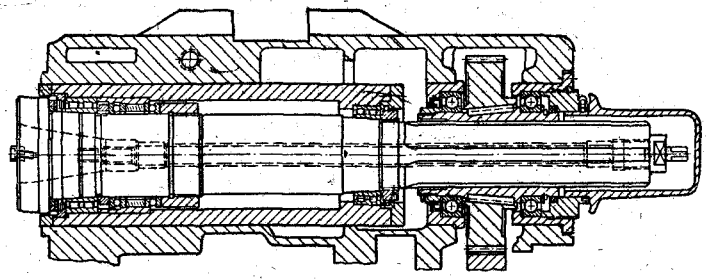


Рис. 107. Шпиндельный узел фрезерного станка с упорными шарикоподшипниками

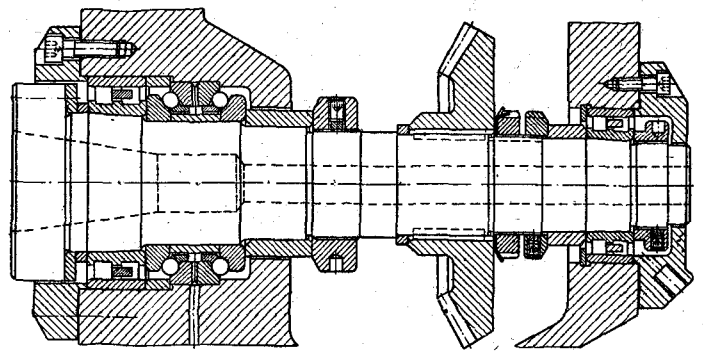


Рис. 108. Шпиндельный узел фрезерного станка с упорно-радиальными шарикоподшипниками [43]

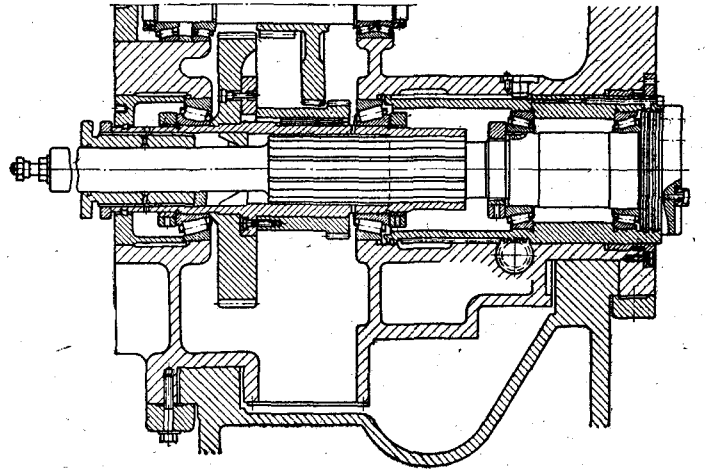


Рис. 109. Шпиндельный узел фрезерного станка с коническими роликоподшипниками

Шпиндельные узлы легких токарных станков иногда изготовляют на игольчатых подшипниках. На рис. 103 показан шпиндельный узел токарного станка с игольчатыми подшипниками, имеющими упругие наружные кольца (диаметр шпинделя 45 *мм*, максимальное число оборотов 3150 в минуту, скоростной параметр $dn_{max} = 142\,000$ *мм · об/мин*). Малые радиальные размеры подшипника делают конструкцию шпиндельного узла компактной. Вместе с этим игольчатые подшипники отличаются высокой радиальной жесткостью. Игольчатые подшипники часто устанавливают также в шпиндельные узлы легких одношпиндельных токарных автоматов (см. рис. 66, *в*).

Тяжелые токарные станки отличаются высокой жесткостью шпиндельных опор. Это достигается увеличением диаметра шпин-

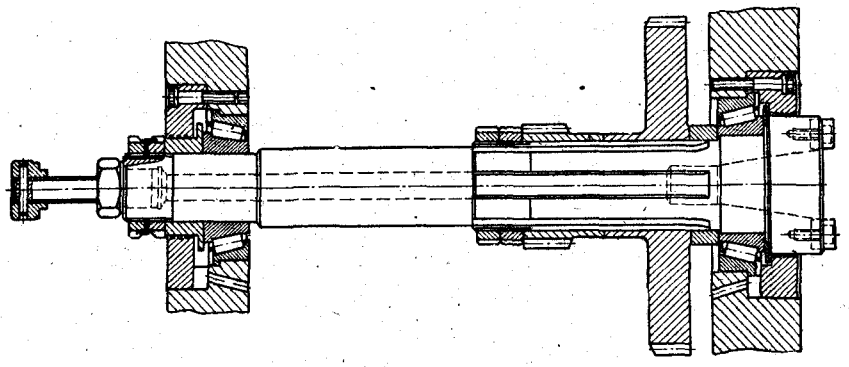


Рис. 110. Шпиндельный узел легкого фрезерного станка

деля в передней опоре и в пролете между опорами, при одновременном сокращении расстояния между опорами до оптимальной величины. Так, например, у токарного станка фирмы Max Müller (максимальный диаметр обрабатываемой детали 200 *мм*) диаметр шпинделя 150 *мм* и жесткость на фланце шпинделя составляет 250 *кГ/мм*; с этой же целью в шпиндельных узлах средних и тяжелых станков применяют трехопорные конструкции, где два подшипника размещают на оптимальном по жесткости расстоянии, а третий (задний) подшипник играет вспомогательную роль, поддерживая относительно тонкую заднюю часть шпинделя у шкива (рис. 104, 105).

В шпиндельных узлах карусельных станков применяют крупные радиальные роликовые подшипники в сочетании с упорным шариковым, конические роликоподшипники или шариковые подшипники. В указанных узлах подшипники служат только радиальной опорой; осевую нагрузку (для карусельного станка основную) воспринимают направляющие планшайбы. В узлах, где применены крестовороликовые подшипники Тимкен (см. стр. 203), направляющих скольжения и шпинделя нет; их заменяет крестово-

роликовый подшипник, полностью воспринимающий как осевую, так и радиальную нагрузку (рис. 106).

Шпиндельные узлы фрезерных станков, как правило, работают в более тяжелых (по нагрузкам) условиях, чем токарные станки. Характерными для условий работы шпиндельных узлов фрезерных станков являются также значительные осевые нагрузки.

Пример очень распространенной конструкции шпиндельного узла фрезерного станка показан на рис. 107. Здесь так же, как и у токарного станка, постоянство условий работы упорных подшипников обеспечивается пружинами, создающими предварительный натяг. Для уменьшения размеров подвижной гильзы применены роликоподшипники сверхлегкого типа 4162900. В ряде случаев на фрезерных станках упорные подшипники качения заменяют упорно-радиальными (рис. 108). При этом общая компоновка узла принципиально не отличается от принятой для станков токарного типа. Шпиндельный узел продольно-фрезерного станка с коническими подшипниками показан на рис. 109. Два разнесенных на относительно большое расстояние конических подшипника образуют мощную переднюю опору шпинделя. В более легких фрезерных станках в передней и задней опоре устанавливают по одному коническому подшипнику (рис. 110).

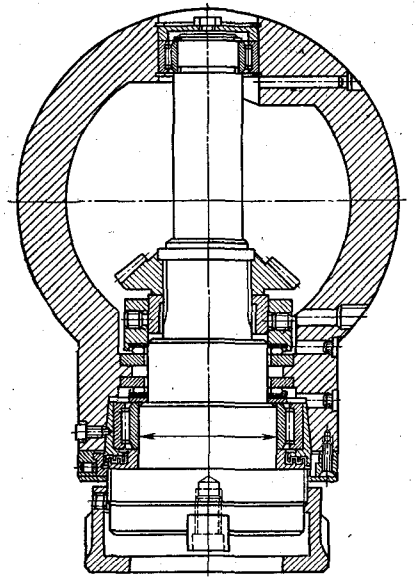


Рис. 111. Шпиндельный узел инструментального фрезерного станка с игольчатыми подшипниками фирмы Наделла

Для шпиндельных узлов малогабаритных фрезерных головок (поворотных съемных) иногда используют игольчатые подшипники. На рис. 111 показана фрезерная головка, где и радиальную, и осевую нагрузку воспринимают игольчатые подшипники.

Высокоточные подшипники качения применяют в бабках изделий внутришлифовальных и универсально-шлифовальных станков, шлифовальных бабках (по преимуществу, плоскошлифовальные и бесцентровошлифовальные станки) и внутришлифовальных шпиндельных головках. В бабках изделий скорость вращения шпинделя относительно небольшая, а требования в точности вращения очень значительные. На рис. 112 показан шпиндель изделия внутришлифовального станка.

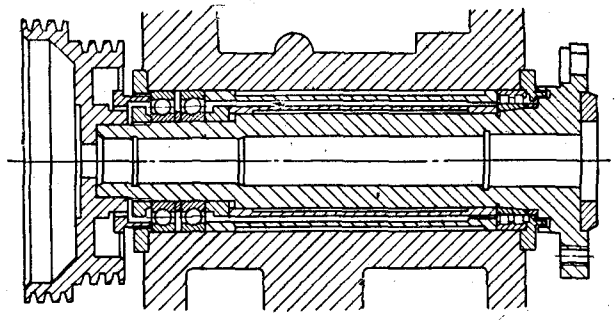


Рис. 112. Шпиндельный узел внутришлифовального станка

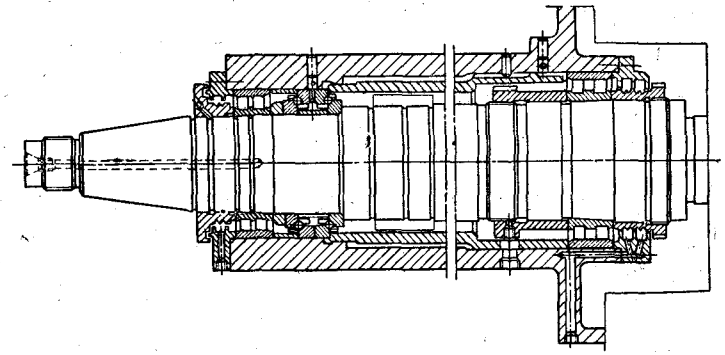


Рис. 113. Шпиндельный узел плоскошлифовального станка с упорно-радиальным шарикоподшипником [43]

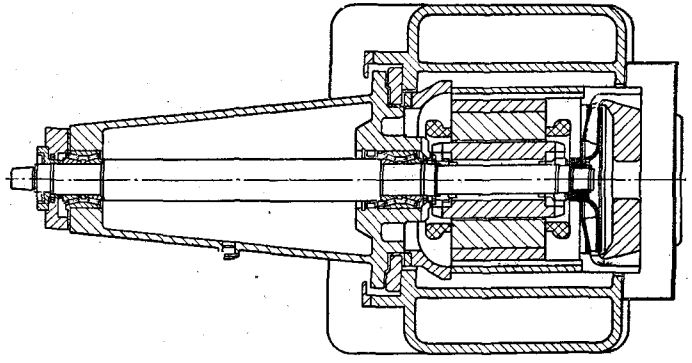


Рис. 114. Шпиндельный узел плоскошлифовального станка с коническими роликоподшипниками типа Гаме

Принятое здесь простейшее расположение подшипников соответствует условиям работы опоры. При относительно малых числах оборотов (и соответственно тепловыделении) и осевых нагрузках нет необходимости создавать осевую опору у переднего подшипника.

В бабке изделия легких внутри- и универсальношлифовальных станков чаще всего устанавливают шарикоподшипники или игольчатые подшипники. Шпиндель шлифовального круга плоскошлифовального станка показан на рис. 113. Применение упорно-радиальных подшипников обеспечивает точность и быстроходность опоры.

Высокая точность и жесткость опор шпинделя круга плоскошлифовального станка может быть обеспечена также применением сдвоенных конических роликоподшипников (рис. 114).

В плоскошлифовальных станках, работающих сегментными кругами, где возникают большие осевые нагрузки, применяют упорные шарикоподшипники и сдвоенные конические подшипники.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абанов Л. В., Альшиц И. Я. и др. *Подшипники жидкостного трения прокатных станов.* М., Машгиз, 1955.
2. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения. Справочник. «Машиностроение», 1967.
3. Бочков В. С. Статическое равновесие подшипника на жестком валу под действием произвольной нагрузки. ВНИПП. Труды института», 1962, № 3.
4. Гидродинамическая теория смазки. Под ред. Л. С. Лейбензона. ГТТИ, 1934.
5. Единая система планово-предупредительного ремонта и рациональной эксплуатации технологического оборудования машиностроительных предприятий. Под ред. М. О. Якобсона, М., «Машиностроение», 1967.
6. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле. М., Машгиз, 1962.
7. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. М., Машгиз, 1959.
8. Левит Г. А. Шпиндельные опоры качения быстроходных токарных, револьверных и фрезерных станков. ЭНИМС, ЦБТИ, 1957.
9. Лопата А. Я. О выборе оптимального расстояния между опорами шпинделей токарных автоматов и полуавтоматов. «Станки и инструмент», 1959, № 9.
10. Лыков А. В. Теория теплопроводности, ГТТЛ, 1952.
11. Михеев М. А. Основы теплопередачи. ГЭИ, 1949.
12. Орлов П. И. Смазка легких двигателей. ОНТИ, 1937.
13. Попович Б. Г. Роликоподшипники для быстроходных и точных металлорежущих станков. М., Машгиз. 1956.
14. Подшипники качения. Справочное пособие. Под ред. Н. А. Спицина и А. И. Спришевского. ГНТИМ, 1961.
15. Проектирование гидростатических подшипников. Под ред. Г. Риппела. М., Машгиз, 1967.
16. Решетов Д. Н. Расчет валов (шпинделей) с учетом упругого взаимодействия их с опорами. ГНТИМЛ, 1939.
17. Решетов Д. Н. Совместное действие на шариковые подшипники радиальной и осевой нагрузки. «Подшипник», 1939, № 10, 11.

18. Решетов Д. Н., Левина З. М. Расчеты на контактную жесткость в машиностроении. Сб. «Вопросы прочности материалов и конструкций». АН СССР, 1959.
20. Соколов Ю. Н. Гидродинамический расчет многоклиновых подшипников скольжения с самоустанавливающимися вкладышами. «Станки и инструмент», 1961, № 11.
21. Соколов Ю. Н. Расчет температурных полей и температурных деформаций металлорежущих станков. ЭНИМС, ЦБТИ, 1958.
22. Соколов Ю. Н. Температура несущего масляного слоя многоклиновых гидродинамических подшипников. «Станки и инструмент», 1964, № 12.
23. Соколов Ю. Н. Тепловой расчет подшипников скольжения. «Станки и инструмент», 1958.
24. Соколов Ю. Н. Фигатнер А. М. Выбор основных параметров шпиндельных узлов прецизионных станков. «Станки и инструмент», 1963, № 8.
25. Станки металлообрабатывающие. Нормы точности. Стандартгиз, 1961—1968.
26. Типей Н., Константинеску В. и др. Подшипники скольжения. Расчет, проектирование и смазка. АН РНР, Бухарест, 1964.
27. Фигатнер А. М. Влияние предварительного натяга роликоподшипников на работоспособность шпиндельных узлов высокоточных станков. «Станки и инструмент», 1967, № 2.
28. Фигатнер А. М. Шпиндельные опоры качения высокоточных станков. ЦИНТИАМ, 1964.
29. Фигатнер А. М. *Шпиндельные узлы с опорами качения высокоточных станков.* Сб. «Проблемы производства высокоточных шпиндельных узлов металлорежущих станков». НИИМАШ, 1967.
30. Шарико- и роликоподшипники. Каталог, 1963.
31. Шибель. Скользящие опоры (подшипники и подпятники). Конструкция и расчет. ОНТИ, 1936.
32. Шпагин Л. И. Антифрикционные сплавы. Металлургиздат, 1956.
33. Berling G. Die Gestaltung langer, dreifach gelagester Werkzeugmaschinenspindeln «Die Kugellager Zeitschrift»; 1965, № 145.
34. Eschman P. Das Leistungsvermögen der Wälzlager, Berlin, 1964.
35. Fuller D. Theory and practic of lubri cation for engineers N. I. 1956.
36. Harris T. A. Predicting Bearing Reliability «Machine Design», 1963, № 1.
37. Honrat K. Werkzeugmaschinenspindeln und deren Lagerungen, «Industrie — Anzeiger», 1957, № 80.
38. Michell A. Lubrication, L, 1950.
39. Mundt R. Erfahrungen über die Gebrauchsdauer von Wälzlagern «VDI Zeitschrift», 1964, № 5, № 7.
40. Palmgren A. Grundlagen der Wälzlagertechnik, Stuttgart, 1964.
41. Pecken H. Der Einsatz von mehrflächen den Gleitlagern in Werk — zeugmaschinen höchster Genauigkeitsansprüche «Werkstat und Betrieb», 1959, № 10.
42. Pitroff H. Öleinspritzschmierung für Werkzeugmaschinenlagerungen «Maschinenmarkt», 1967, № 62.
43. SKF Wälzlager in Werkzeugmaschinen. Schweinfurt, 1967.
44. Schreiber H. H. Die Steitigkeit des vorgespannzen zilinderrollenlager «Industrie — Anzeiger», 1962, № 63.
45. Wiche E. Radiale Federung von Wälzlagern bei beliebiger Lagerluft, «Konstruktion», 1967, № 5.

РАЗДЕЛ VII

МЕХАНИЗМЫ ТОЧНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Глава I. ПЕРЕДАЧИ ВИНТ—ГАЙКА КАЧЕНИЯ

КОНСТРУКЦИИ ПЕРЕДАЧ

Передачи винт—гайка качения (в. г. к.) применяют в станкостроении обычно в приводах подач станков с программным управлением и точных станков (шлифовальных, координатно-расточных, расточных и др.). В большинстве случаев эти передачи являются последним звеном кинематической цепи механизма подач. Иногда передачи в. г. к. применяют в приводах подач токарных станков, агрегатных головок, в приводах установочных перемещений тяжелых станков (траверсы, стойки), а также в приводах главного

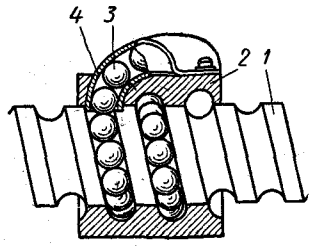


Рис. 1. Схема шариковой передачи винт — гайка качения

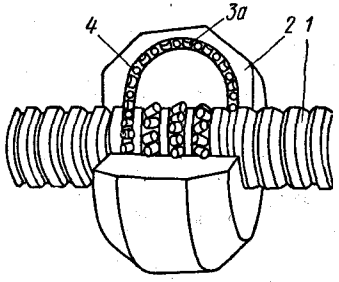


Рис. 2. Схема роликовой передачи винт — гайка качения

движения станков с возвратно-поступательным движением, в частности протяжных. Преимуществами передач в. г. к. являются: 1) возможность полного устранения зазора в резьбе и создания натяга, обеспечивающего высокую осевую жесткость, 2) низкие потери на трение; к. п. д. этих передач достигает 0,9 по сравнению с к. п. д. 0,2—0,4 передач винт—гайка скольжения; 3) почти полная независимость силы трения от скорости и очень малое трение покоя, что способствует обеспечению равномерности движения.

Передача состоит из винта *1* (рис. 1 и 2), гайки 2, комплекта шариков *3* или роликов *3а* и устройства *4* для возврата тел качения. Канал, соединяющий первый и последний (или промежуточный) витки гайки, обеспечивает возможность непрерывной циркуляции тел качения.

Передачи, в которых телами качения являются ролики, пока еще не находят в станкостроении столь широкого применения, как шариковые. Роликовые передачи допускают повышенные нагрузки и обеспечивают большее демпфирование, но они более громоздки и работают с несколько бо́льшими потерями на трение. Ниже рассматриваются в основном шариковые передачи.

Профиль резьбы винта и гайки. Основные варианты профилей резьбы показаны на рис. 3. Профили прямоугольный (рис. 3, *а*) и трапецеидальный (рис. 3, *б*) наиболее просты в изготовлении. Однако передачи с такими профилями резьбы имеют весьма низкую нагрузочную способность, поэтому их можно применять при малых осевых нагрузках и невысоких требованиях к жесткости.

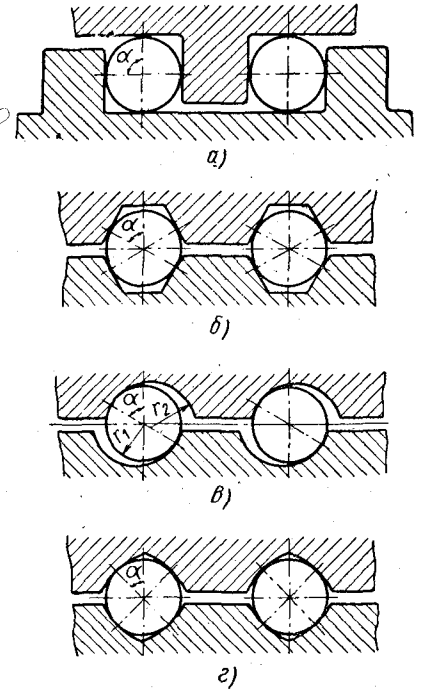


Рис. 3. Профили сечения резьбы

Полукруглый профиль (рис. 3, *в*) наиболее распространен. Радиус профиля r_2 выбирают близким к радиусу шарика r_1, чтобы максимально снизить контактные напряжения. По примеру шарикоподшипников целесообразно принимать $\frac{r_1}{r_2} = 0{,}95 \div 0{,}97$. При более высоких значениях $\frac{r_1}{r_2}$ заметно повышаются потери на трение от разности скоростей на площадках касания. При малых углах контакта передача имеет низкую осевую жесткость и нагрузочную способность, так как даже незначительная осевая нагрузка вызывает большие радиальные силы. С увеличением угла контакта увеличивается нагрузочная способность и жесткость передачи, а также снижаются потери на трение (см. ниже). Поэтому диаметральный зазор Δ_d следует выбирать таким, чтобы угол контакта составлял 45°.

$$\Delta_d = 4(r_2 - r_1)(1 - \cos\alpha).$$

Профиль «стрельчатая арка» (рис. 3,*г*) имеет достоинства полукруглого профиля и, кроме того, позволяет осуществить

передачу без зазора или с натягом подбором диаметра шариков. При полукруглом же профиле для выборки зазора или создания натяга необходимо применять вторую гайку.

Методы возврата шариков. Конструктивные исполнения устройств возврата шариков могут быть сведены к четырем типам.

1. Каналом возврата шариков является изогнутая трубка, концы которой вставлены в отверстия гайки, просверленные тангенциально к поверхности резьбы (рис. 1 и 4). Отражателями, направляющими шарики в трубку, служат: винт (рис. 4, *а*); изогнутый короткий стержень (рис. 4, *б*); скошенный конец трубки (рис. 4, *в*). Чтобы облегчить прохождение шариков, обычно по длине гайки располагают две или три трубки. Это приводит к разделению всех шариков на два или три замкнутых циркулирующих

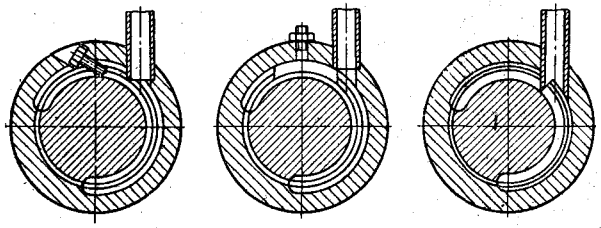


Рис. 4. Схема возврата шариков через трубку

потока. Недостатками конструкций с трубками являются: значительные радиальные габариты и неудобство встраивания в узлы станка из-за выступающих из гайки частей трубок; низкая износостойкость концов трубок, служащих отражателями, и ненадежность крепления отражателей.

2. Канал возврата шариков фрезеруют непосредственно в гайке, с наружной ее стороны. Концы канала соединяются с резьбой гайки посредством соответствующих отверстий. Сверху канал закрывается внутренней стенкой стакана, одеваемого на гайку (рис. 5), или крышкой, прикрепляемой к гайке. Направление шариков в отверстия, ведущие в канал, осуществляется отсекателями, которые приклепывают или привинчивают к гайке. Конструкции с профрезерованным каналом более удобны для встраивания в узлы станка и имеют несколько меньшие радиальные габариты, чем конструкции с трубками. Их слабым местом является отражатель сложной формы, изготовляемый обычно из относительно мягкого материала (бронзы, латуни, незакаленной стали) и зачастую недостаточно надежно прикрепляемый к гайке.

3. Каналом возврата служит продольное отверстие, просверленное в гайке и соединяющееся с началом первого и концом последнего витков резьбы посредством коротких каналов, профрезерованных в торцовых шайбах (или вставках) гайки. Имеются варианты конструкции с отсекателями, расположенными у торцовых шайб (рис. 6), и без отсекателей. Достоинства этой системы возврата шариков — компактность и технологичность. Однако она имеет и серьезные недостатки: необходимость осуществления

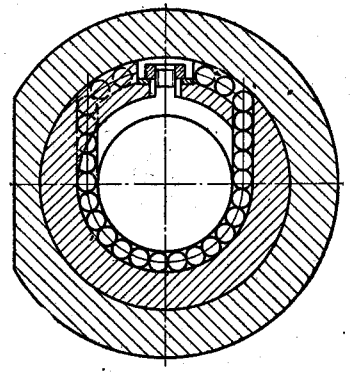


Рис. 5. Схема возврата шариков через канал, выполненный в гайке

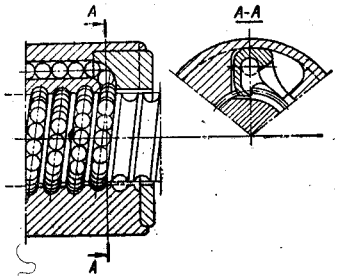


Рис. 6. Схема возврата шариков через аксиальное отверстие в гайке

на коротком участке канала крутого поворота шариков, невозможность разделения всех шариков на несколько независимо циркулирующих групп.

4. Канал возврата шариков, соединяющий два соседних витка резьбы, выполнен в специальном вкладыше, который вставлен в окно гайки (рис. 7). В отличие от других конструкций шарики здесь не выводятся каналом возврата из контактирования с поверхностью винта, а лишь направляются из впадины одного витка во впадину соседнего витка, куда они попадают, переваливаясь через выступ резьбы винта. В большинстве случаев в гайке имеются три окна, расположенные под углом 120°; шарики при этом разделены на три независимо циркулирующие группы. Вкладыши выполнены из закаленной стали, точно пригнаны к окнам гайки и запаяны. Сборка втулки, гаек и шариков производится на гладком валике (с отверстием), насаженном на шейку винта; затем весь собранный узел навертывается на винт (рис. 8). Описываемая конструкция имеет следующие преимущества: малые радиальные габариты, часто не превышающие габаритов обычной передачи винт—гайка скольжения с винтом того же диаметра; отсутствие быстроизнашивающихся и

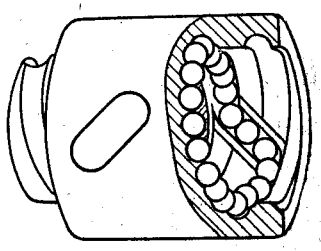


Рис. 7. Схема возврата шариков через канал, выполненный во вкладыше

ненадежно укрепленных деталей типа отражателей; очень малая длина канала возврата.

Имеются передачи, в которых возврат шариков отсутствует. Их можно разделить на две группы.

1. Передачи с малым ходом винта. Для упрощения конструкции и достижения особо высокой плавности движения их целесообразно выполнять без канала возврата, удлинив гайку настолько, чтобы даже в крайних положениях винта шарики не выпадали из гайки.

2. Передачи планетарно-фрикционного типа. Если винт передачи выполнить многозаходным, то в каждом сечении, перпенди-

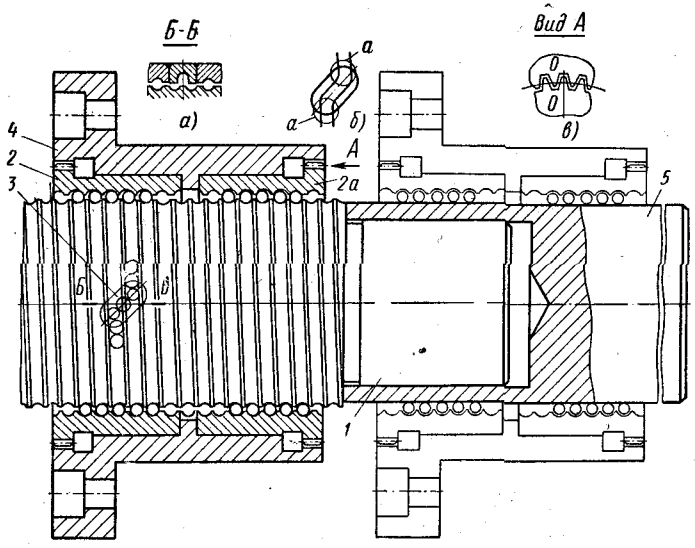


Рис. 8. Метод сборки передачи

кулярном его оси, будут располагаться шарики в количестве, равном числу заходов винта. Охватив шарики обоймой (например, кольцом шарикоподшипника), получаем передачу винт—гайка качения без возврата шариков, допускающую сколь угодно большое перемещение винта. Имеется несколько конструкций шариковых и роликовых планетарно-фрикционных передач. Одна из них показана на рис. 9. Недостатком этих передач является низкая кинематическая точность вследствие неопределенности передаточного отношения, зависящего от скольжения в зонах контакта. Поэтому передачи этого типа нельзя применять при высоких требованиях к точности перемещений.

Планетарную роликовую передачу винт—гайка, обеспечивающую высокую кинематическую точность, выпускает фирма Техник Интеграл (Франция). В этой передаче осуществляется

жесткая кинематическая связь между роликами и гайкой. На концах роликов имеются зубья, зацепляющиеся с внутренними зубчатыми венцами, нарезанными на гайке. Ролики, имеющие резьбу и установленные в двух сепараторных кольцах, катятся по поверхности резьбы винта и гайки, совершая планетарное движение.

Методы регулирования зазора и натяга. При полукруглом профиле резьбы все методы устранения зазора и создания натяга сводятся к изменению взаиморасположения двух гаек. Возможны два основных случая регулирования относительного расположения гаек: 1) в осевом направлении при неизменном угловом их взаиморасположении; 2) в угловом направлении при неизменном осевом их расположении.

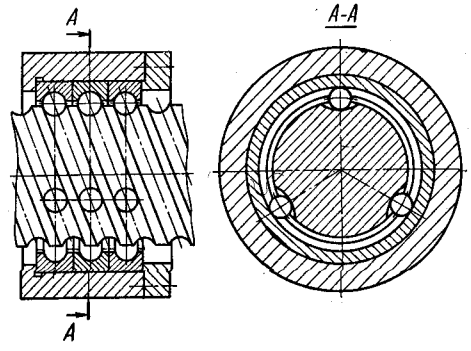


Рис. 9. Передача планетарно-фрикционного типа

Сила натяга может создаваться: или путем деформирования контактирующих рабочих тел, или путем деформирования пружин. Для точных передач первый способ имеет безусловные преимущества, так как позволяет создавать больший натяг и, следовательно, обеспечивает более высокую жесткость. При втором способе достигается уменьшение зависимости момента на винте от неточностей изготовления передачи и отпадает необходимость в периодическом подрегулировании. Наиболее характерные конструктивные решения методов регулирования зазора и натяга приведены на рис. 10—12.

Расстояние между гайками регулируется при помощи набора тонких прокладок *1* (рис. 10, *а*). Конструкция отличается простотой. Ее недостаток — трудность точного регулирования натяга.

Одна из гаек выполнена подвижной и поджимается в осевом направлении пружинами (рис. 10, *б*). Конструкция сложна и менее жестка, чем предыдущая.

Гайки снабжены зубчатыми венцами, входящими в соответствующие внутренние зубчатые венцы стакана (рис. 10, *в*). Числа зубьев венцов различаются на единицу, вследствие чего можно поворачивать одну гайку относительно другой на очень малый угол. Возникающие силы натяга воспринимаются внутренним буртом стакана, в который упираются торцы гаек. Стакан, гайки и шарики собираются на гладком валике, насаженном на шейку винта; затем весь собранный узел навинчивают на винт (см. рис. 8). Преимущества этой конструкции — возможность очень тонкого регулирования натяга и высокая жесткость вследствие отсутствия болтовых соединений.

Одна из гаек стремится повернуться относительно другой (неподвижной) под действием пружины *1*, создающей постоянный натяг (см. рис. 11). Между торцами гаек находится игольчатый подпятник *2*, облегчающий относительный поворот гаек.

Одна из гаек стремится повернуться относительно другой (неподвижной) под действием вспомогательной шариковой передачи *1*, вследствие чего создается натяг (см. рис. 12).

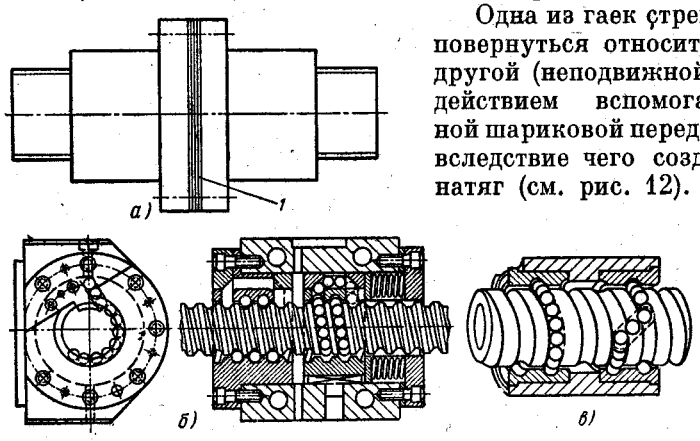


Рис. 10. Способы регулирования осевого зазора

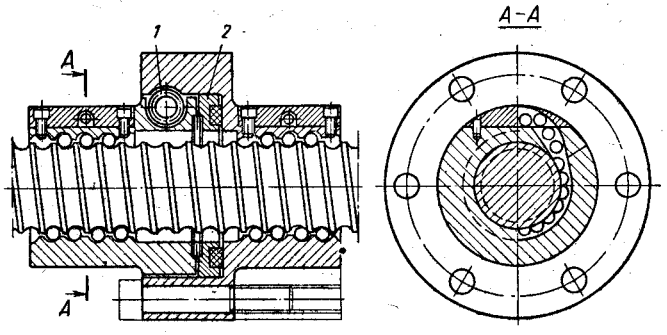


Рис. 11. Передача с односторонним самотормозящим действием

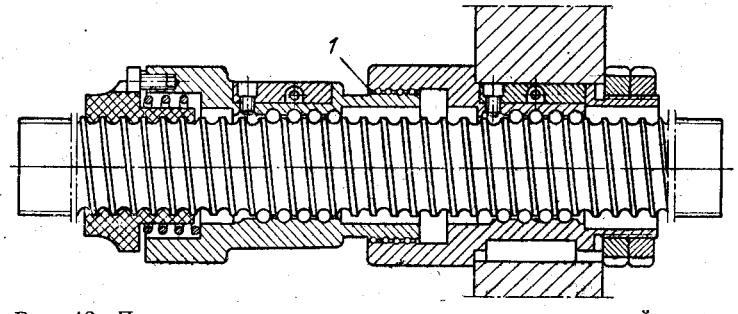


Рис. 12. Передача с двусторонним самотормозящим действием

При профиле резьбы в форме «стрельчатой арки» натяг может быть создан при одной гайке. Он осуществляется шариками несколько большего размера, чем номинальный.

Методы обеспечения торможения. Передача в. г. к., смонтированная без предварительного натяга, имеет к. п. д. порядка 0,9 — 0,95 и не обладает свойствами самоторможения. При натяге передача является самотормозящей лишь при малых осевых нагрузках. Поэтому при проектировании передачи в ряде случаев возникает необходимость предотвращения самопроизвольного перемещения подвижного узла при выключенном приводе. Это достигается одним из следующих способов.

1. На входе момент трения создается фрикционным тормозом или каким-либо другим путем. Так как момент, необходимый для предотвращения самопроизвольного вращения винта, обычно невелик, то тормоз может быть невыключаемым. При необходимости можно обеспечить автоматическое выключение тормоза при включении привода.

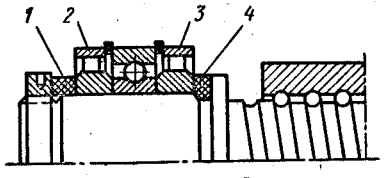


Рис. 13. Опора винта с тормозным устройством

2. Вблизи опоры винта устанавливают две обгонные муфты *2* и *3* (рис. 13) правого и левого вращения. Внутренние кольца муфт сидят на шейке винта свободно; крутящий момент на них передается от винта только через шайбы *1* и *4*, выполненные из фрикционного материала. При вращении винта от привода возникает осевая сила, прижимающая одну из шайб (например, правую) к торцу внутреннего кольца муфты, которая допускает данное направление вращения. Противоположная (левая) муфта замыкается и винт при своем вращении преодолевает небольшое трение между торцом внутреннего кольца муфты и левой шайбой. Если при выключенном приводе попытаться сдвинуть в осевом направлении перемещающийся узел, то внутреннее кольцо правой муфты зажмется с торцов силами трения и эта муфта, замкнувшись, воспрепятствует вращению винта и, следовательно, перемещению узла.

3. Конструкция винта и гайки по рис. 11 обеспечивает самоторможение передачи при действии осевой нагрузки в одном направлении. Возникающий при этом момент на подвижной гайке, стремясь повернуть ее, создает расклинивающий натяг, сила которого пропорциональна действующей на подвижной узел осевой нагрузке. Конструкция винта и гайки по рис. 12 обеспечивает самоторможение передачи при действии осевой нагрузки в любую сторону, так как при этом подвижная гайка, стремясь повернуться в соответствующую сторону, слегка смещается в осевом направлении под действием вспомогательной шариковой передачи. Создаваемый таким образом расклинивающий натяг пропорционален осевой нагрузке.

Материал и термическая обработка. К материалам винта и гайки предъявляются следующие основные требования, выполнение которых необходимо для обеспечения работоспособности и точности передачи: I) твердость рабочих поверхностей не ниже *HRC* 60, только для длинных винтов приходится допускать некоторое понижение твердости; при поверхностном упрочнении толщина слоя высокой твердости должна быть достаточной для восприятия контактных напряжений (отсутствие продавливания упрочненного слоя); 2) стабилизация (сведение к минимуму остаточных напряжений), обеспечивающая сохранение размеров и формы во времени.

Трудность удовлетворения указанным требованиям чрезвычайно усложняет выбор марки стали и режима термической обработки для винтов, особенно при их большой длине. Об этом, в частности, свидетельствует разнообразие материалов и методов их упрочнения, применяемых иностранными фирмами. Фирма Ротакс применяет для винтов своих передач более десяти марок стали. Винты высокой точности (с накопленной ошибкой шага 8—10 *мк* на 300 *мм*) фирма изготовляет из стали марки 40С, азотированной на значительную глубину (около 0,4 *мм*). Твердость поверхности *HRC* 60. Химический состав: 0,3 — 0,50% С; 0,1 — 0,35% Si; 0,4 — 0,8% Mn; 0,4% Ni; 2,5 — 3,5% Cr; 0,7 — 1,25% Mo; 0,1 — 0,3% V; $S < 0{,}05\%$; $P < 0{,}05\%$.

Винты несколько менее точные выполняют из стали марки EN9 (близкой к стали 55) с контурной закалкой и нагревом т. в. ч. Винты специального назначения выполняют из нержавеющих сталей.

В отечественной промышленности имеется опыт изготовления винтов длиной до 1 *м* для точных передач винт — гайка качения из стали ХВГ с применением объемной закалки. При этом достигается твердость *HRC* 58—60, если диаметр винта не превышает 50 *мм*. Для винтов диаметром более 50 *мм* предпочтительнее применять сталь 7ХГ2ВМ. Более прогрессивным является применение стали 8ХВ с закалкой при индукционном нагреве или стали 20Х3МВФ с азотированием *.

В передачах фирмы Пресижн Гир Машин для винтов длиной до 1 *м* применяется цементация с последующей закалкой, для винтов длиной до 2,5 *м* — контурная закалка с нагревом т. в. ч.; твердость *HRC* 60.

Выбор марки стали для гаек менее сложен, чем для винтов, ввиду значительно меньших размеров гаек и большей жесткости. Для гаек применяют главным образом инструментальные стали марок 9ХС, ШХ15, ХВГ, а также цементуемые стали марок 18ХГТ, 12ХН3А, 12Х2Н4А.

* Выбор марки стали и разработка технологии термической обработки произведены Е. Э. Рубиной.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И НОРМАЛИЗАЦИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ В. Г. К.

Размерный ряд передач и форма профилей резьбы винта и гайки регламентированы нормалью станкостроения Н23-7 (табл. 1 и рис. 14), разработанной на основе изучения применяемых конструкций, расчетного анализа и результатов экспериментального исследования передач в. г. к.

Таблица 1

Основные размеры (в *мм*) передач винт — гайка качения и профилей резьбы (см. рис. 14)

d_0	t	d_1	r_1	r_2	r_3	r_4	$d_{кв}$	$d_{нв}$	$d_{кг}$	$d_{вг}$	$C_1 = C_2$
20	4	2,5	1,25	1,30	0,25	0,2	18,23	19,3	21,77	20,3	0,035
25	5	3,0	1,5	1,56	0,3	0,2	22,88	24,2	27,12	25,4	0,042
30	6	3,5	1,75	1,82	0,4	0,3	27,53	29,0	32,47	30,5	0,049
30	10	6,0	3,0	3,12	0,6	0,4	25,76	28,2	34,24	30,9	0,085
35	6	3,5	1,75	1,82	0,4	0,3	32,53	34,0	37,47	35,5	0,049
35	10	6,0	3,0	3,12	0,6	0,4	30,76	33,2	39,24	35,9	0,085
40	6	3,5	1,75	1,82	0,4	0,3	37,53	39,0	42,47	40,5	0,049
40	10	6,0	3,0	3,12	0,6	0,4	35,76	38,2	44,24	40,9	0,085
45	8	5,0	2,5	2,60	0,5	0,4	41,46	43,5	48,54	45,7	0,070
45	12	7,0	3,5	3,64	0,7	0,5	40,05	42,9	49,95	46,0	0,099
50	8	5,0	2,5	2,60	0,5	0,4	46,46	48,5	53,54	50,7	0,070
50	12	7,0	3,5	3,64	0,7	0,5	45,05	47,9	54,95	51,0	0,099
60	8	5,0	2,5	2,60	0,5	0,4	56,46	58,5	63,54	60,7	0,070
60	12	7,0	3,5	3,64	0,7	0,5	55,05	57,9	64,95	61,0	0,099
70	10	6,0	3,0	3,12	0,6	0,4	65,76	68,2	74,24	70,9	0,085
70	16	10	5,0	5,20	1,0	0,7	62,93	67,0	77,07	71,5	0,140
80	10	6,0	3,0	3,12	0,6	0,4	75,76	78,2	84,24	80,9	0,085
80	16	10	5,0	5,20	1,0	0,7	72,93	77,0	87,07	81,5	0,140
90	12	7,0	3,5	3,64	0,7	0,5	85,05	87,9	94,95	91,0	0,099
90	20	12	6,0	6,24	1,2	0,9	81,52	86,4	98,48	91,8	0,170
100	12	7,0	3,5	3,64	0,7	0,5	95,05	97,9	104,95	101,0	0,099
100	20	12	6,0	6,24	1,2	0,9	91,52	96,4	108,48	101,8	0,170

Передачи в. г. к. в отношении условий работы и предъявляемых к ним требований можно разделить на три группы.

1. Передачи, не требующие устранения или регулирования зазора, так как зазор в них всегда выбирается в одну сторону из-за веса перемещаемого узла, действия груза и т. п., например передачи приводов установочных перемещений тяжелых вертикально перемещаемых узлов — траверс двухстоечных координатно-расточных станков, продольно-строгальных, продольно-фрезерных, карусельных станков и т. п.

2. Передачи, в которых зазор недопустим, но требования к осевой жесткости относительно невелики. Эти передачи должны монтироваться с небольшим натягом, величина которого определяется из условия, чтобы при действии осевой нагрузки оставался

некоторый, хотя бы небольшой, натяг, например передачи приводов координатных перемещений при благоприятной характеристике трения в направляющих, в частности направляющих качения координатно-расточных или координатно-шлифовальных станков, станков с программным управлением позиционированием.

3. Передачи, в которых зазор недопустим и требуется высокая осевая жесткость. Эти передачи должны монтироваться с натягом, величина которого определяется требуемой осевой жесткостью, например передачи приводов, осуществляющих движение формообразования (приводы столов копировально-фрезерных станков, фрезерных станков с программным управлением), пере-

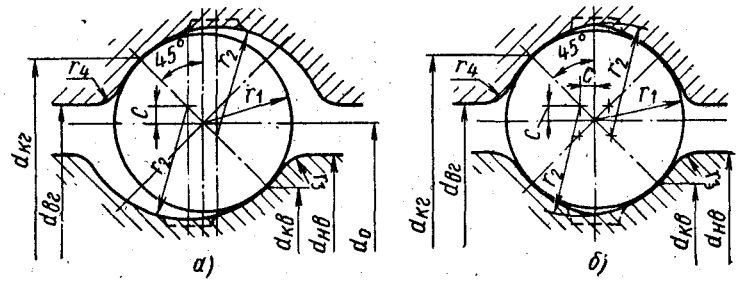


Рис. 14. Профили резьбы:
а — полукруглый; *б* — «стрельчатая арка»

дачи приводов координатных перемещений или перемещений «на размер» при неблагоприятной характеристике трения в направляющих — передачи приводов бабок (на направляющих скольжения) шлифовальных станков.

При выборе основного (большого) ряда шагов за основу взят ГОСТ 9484—60 на трапецеидальную резьбу (см. табл. 1). При этом ряде шагов угол λ подъема резьбы превышает 3°30′, вследствие чего обеспечивается высокий к. п. д. передач — при отсутствии натяга более 0,9. Наряду с основным предусмотрен второй ряд (меньших) шагов. Необходимость применения передач с уменьшенным шагом резьбы часто встречается для механизмов подач прецизионных станков, в частности шлифовальных. Угол λ у передач с уменьшенным шагом не ниже 2°10′, т. е. к. п. д. при отсутствии натяга превышает 0,85.

Диаметр d_1 шарика определяется шагом t резьбы. Нагрузочная способность передачи тем выше, чем больше размер шарика. Диаметр шариков при данном шаге ограничивается минимальной шириной перемычки между впадинами резьбы. В соответствии с большинством известных конструкций принято $d_1 = 0{,}6t$.

Приняты следующие соотношения размеров профиля:

$$\alpha = 45°; \quad C_1 = C_2 = 0{,}707\,(r_2 - r_1);$$

$$d_{нв} = d_0 - 2\,[(r_1 + r_3)\cos(\alpha + \gamma) - r_3];$$

$$d_{кв} = d_0 - 1{,}41r_1; \quad d_{кг} = d_0 + 1{,}41r_1; \quad \gamma° = \frac{a}{r_1} \cdot \frac{180°}{\pi};$$

$$d_{вг} = d_0 + \frac{d_0 + d_{нв}}{2}; \quad r_3 \approx 0{,}2r_1; \quad r_4 \approx 0{,}15r_1$$

(обозначения см. на рис. 14).

Минимально допустимый наружный диаметр винта $d_{нв}$ определен из условия, чтобы большая полуось a площадки контакта находилась полностью на рабочем участке профиля. Величина r_3 выбрана из условия обеспечения плавного перекатывания шариков из нитки в нитку при осуществлении возврата шариков по рис. 7.

РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ

Критериями работоспособности передач в. г. к. являются: 1) прочность поверхностных слоев контактирующих тел при действии статической нагрузки; 2) долговечность (по усталости и износу поверхностных слоев) при действии переменной нагрузки; 3) осевая жесткость; 4) к. п. д.; 5) устойчивость винта (в случае работы на продольный изгиб); 6) динамическая устойчивость винта при высоких числах оборотов. Расчеты по указанным критериям позволяют проверить правильность выбора размеров передачи, назначить величину предварительного натяга, определить потери на трение. Расчеты по критериям п. 5 и 6 не являются специфическими для передач в. г. к. и достаточно известны, поэтому они не рассматриваются.

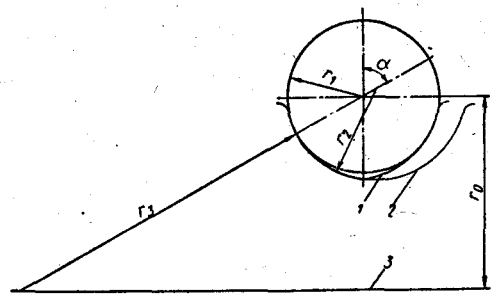


Рис. 15. Определение контактных напряжений и деформаций:
1 — профиль «стрельчатая арка»; *2* — профиль полукруглый; *3* — ось винта

Расчет на статическую прочность. Контактное напряжение $\sigma_к$ не должно превышать допускаемого $[\sigma]_{см}$, определенного из условия отсутствия пластических деформаций.

Для шарикоподшипников, имеющих твердость колец в среднем *HRC* 63, допускаемое напряжение принимается равным $[\sigma]_{см} = 30\,000 \div 50\,000$ *кГ/см²*. Опыты на образцах показали, что для сталей марок ШХ15, ХВГ, 38ХМЮА, 8ХФ, 20Х с поверхностной твердостью *HRC* 60 предел текучести поверхностного

слоя соответствует контактному напряжению $\sigma_к = 30\,000 \div 35\,000$ *кГ/см²* [14]. Приведенные данные позволяют рекомендовать допускаемое напряжение $[\sigma]_{cm} = 25\,000 \div 30\,000$ *кГ/см²*, если твердость контактирующих поверхностей *HRC* 60. При меньшей твердости величину $[\sigma]_{cm}$ следует пропорционально снизить.

Некоторое уменьшение допускаемого напряжения для передач в. г. к. по сравнению с шарикоподшипниками связано с менее совершенной технологией изготовления этих передач. В передаче в. г. к. наибольшие напряжения возникают в контакте шарик — винт.

Используя формулы Герца — Беляева [5] применительно к этому случаю, получим (рис. 15):

$$\frac{A}{B} = \frac{r_3(r_2 - r_1)}{r_2(r_1 + r_3)} = \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)\left(1 - \frac{r_1}{r_0}\cos\alpha\right); \quad (1)$$

$$\sigma_к = m_\sigma \sqrt[3]{\frac{PE^2(r_2 - r_1)^2}{r_1^2 r_2^2}}; \quad (2)$$

$$\delta = m_\delta \sqrt[3]{\frac{P^2(r_2 - r_1)}{E^2 r_1 r_2}}; \quad (3)$$

$$a = m_a \sqrt[3]{\frac{P r_1 r_2}{E(r_2 - r_1)}}, \quad (4)$$

где r_1, r_2, r_3 — радиусы кривизны сжимаемых тел в *см*; α — угол контакта; $\sigma_к$ — контактное напряжение в *кГ/см²*; δ — сближение контактирующих тел в *см*; a — большая полуось площадки касания в *см*; m_σ, m_δ, m_a — коэффициенты, являющиеся функцией отношения главных кривизн $\frac{A}{B}$; P — нормальная нагрузка на один шарик в *кГ*; E — модуль упругости материала контактирующих тел в *кГ/см²*.

Как показывает анализ размеров передач в. г. к с винтами диаметром от 10 до 200 *мм*, значения $\frac{A}{B}$ для них не выходят за пределы $0{,}03 - 0{,}1$ $\left(\text{при } \frac{r_1}{r_0} = 0{,}07 \div 0{,}2 \text{ и } \frac{r_1}{r_2} = 0{,}90 \div 0{,}96\right)$.

В этом диапазоне величин $\frac{A}{B}$ зависимости коэффициентов m_σ, m_δ и m_a от $\frac{A}{B}$ могут быть приближенно (с погрешностью не больше $\sim 3\%$) выражены следующими формулами:

$$m_\sigma = \left(1{,}32 - 3{,}49\frac{A}{B}\right)^2; \quad (5)$$

$$m_\delta = \left(1{,}41 - 1{,}17\frac{A}{B}\right)^2; \quad (6)$$

$$m_a = \left(1{,}32 - 0{,}98\frac{A}{B}\right)^2 \quad (7)$$

Из формул (1), (2) и (5) получим, что предельно допустимая статическая нагрузка на один шарик

$$[P]_{cm} = \frac{[\sigma]_{cm}^2}{E^2} \cdot \frac{r_1^2}{\left[1{,}32 - 3{,}49\left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)\left(1 - \frac{r_1}{r_0}\cos\alpha\right)\right]^6 \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)^2}. \quad (8)$$

Для передач по нормали Н23—7

$$[P]_{cm} = 2d_1^2, \quad (9)$$

где d_1 — диаметр шарика в *мм*.

Формула (9) соответствует следующим условиям:

$$\frac{r_1}{r_2} = 0{,}96; \quad \frac{r_1}{r_0} = 0{,}07 \div 0{,}20; \quad \alpha = 45°; \quad E = 2{,}1 \cdot 10^6 \text{ кГ/см}^2;$$

$$[\sigma]_{cm} = 25\,000 \text{ кГ/см}^2.$$

Из условия равновесия сил (рис. 16) следует, что допустимая нагрузка на винт $[Q]_{cm}$ при отсутствии предварительного натяга равна

$$[Q]_{cm} = z_{расч}[P]_{cm}\sin\alpha\cos\lambda, \quad (10)$$

где $z_{расч}$ — расчетное число шариков в гайке; λ — угол наклона винтовой линии.

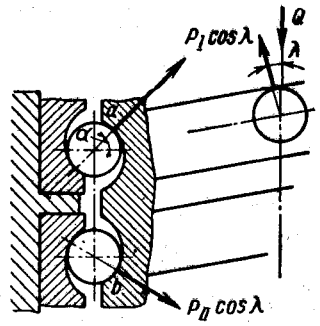


Рис. 16. Расчет предварительного натяга. При $P_н = 0$, $P_{II} = 0$

Расчет на долговечность по усталости поверхностных слоев контактирующих тел передач в. г. к. принципиально не отличается от расчета подшипников качения. Контактное напряжение σ, вычисленное по нагрузке, приведенной к базовому числу циклов нагружения, не должно превышать предел поверхностной выносливости, соответствующий базовому числу циклов нагружения.

Допустимые контактные напряжения при расчете на статическую прочность и долговечность (при базовом числе циклов 10^7) практически совпадают, т. е. $[\sigma]_{cm} = [\sigma]$. Приведение нагрузки к базовому числу циклов нагружения удобно производить при помощи коэффициента долговечности

$$K = K_Q \sqrt[3]{\frac{60Tnc_i}{10^7}}; \quad (11)$$

здесь K_Q — коэффициент переменности нагрузки; можно принимать, что передача работает одинаковое время с каждым значением нагрузки (от некоторой минимальной до максимальной расчетной); тогда

$$K_Q = 0{,}6 + 0{,}4\frac{Q_{min}}{Q_{max}}, \quad (12)$$

где Q_{max} и Q_{min} — соответственно максимальная и минимальная осевая нагрузка на винт [22]; при наличии предварительного натяга можно принимать $K_Q = 0{,}9$; T — расчетный срок службы передачи в часах (обычно принимают $T = 5000$ ч); n — расчетное число оборотов в минуту винта (или гайки);

$$n = \frac{n_{max} + n_{min}}{2}, \tag{13}$$

где n_{max} и n_{min} — соответственно максимальное и минимальное число оборотов винта (или гайки); c_i — число циклов нагружения за один оборот винта (или гайки); приближенно:

$$c_i = 0{,}5 z_i \left(1 + \frac{r_1}{r_0}\cos\alpha\right), \tag{14}$$

здесь z_i — число рабочих шариков в одном витке гайки.

Проверочный расчет на усталость сводится к вычислению коэффициента K долговечности по формуле (11). Если $K \leqslant 1$, то нагрузка, вычисленная из условия статического нагружения, допустима и из условия выносливости. При $K > 1$ величину нагрузки следует делить на величину K, т. е. при $K \leqslant 1$

$[Q] = [Q]_{ст}$ и $[P] = [P]_{ст}$;

при $K > 1$

$$[Q] = \frac{[Q]_{ст}}{K} \quad \text{и} \quad [P] = \frac{[P]_{ст}}{K}.$$

Расчет предварительного натяга. Пусть предварительный натяг вызывает действие нормальной силы $P_н$ на один шарик. Тогда, если внешняя нагрузка отсутствует, силы, действующие на шарики обеих гаек, одинаковы: $P_I = P_{II} = P_н$ (см. рис. 16). При действии осевой нагрузки Q шарики одной гайки дополнительно нагружаются (силой P_1), а шарики другой разгружаются (силой P_2), т. е.

$$P_I = P_н + P_1; \quad P_{II} = P_н - P_2.$$

Из условия равновесия следует

$$Q_1 = P_1 + P_2,$$

где

$$Q_1 = \frac{Q}{z_{расч}\sin\alpha\cos\lambda}; \tag{15}$$

Контактное сближение в направлении действия нагрузки [5]

$$\delta_N = CP^{\frac{2}{3}}, \tag{16}$$

где

$$C = \frac{m_\delta}{E^{\frac{2}{3}}}\left(\frac{1 - \frac{r_1}{r_2}}{r_1}\right)^{\frac{1}{3}}. \tag{17}$$

Перемещение в осевом направлении

$$\delta = \frac{2\delta_N}{\sin\alpha\cos\lambda}. \tag{18}$$

(Сближения в обеих точках контакта каждого шарика принимаются одинаковыми.)

Из условия равенства перемещения точек a и b (см. рис. 16) винта в направлении оси получаем:

$$\frac{Q_1}{P_н} = \frac{P_I}{P_н} - \left[2 - \left(\frac{P_I}{P_н}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{3}{2}}; \tag{19}$$

$$\frac{Q_1}{P_н} = \left[2 - \left(\frac{P_{II}}{P_н}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{3}{2}} - \frac{P_{II}}{P_н}. \tag{20}$$

Зависимости (19) и (20) представлены графически на рис. 17. При $\frac{Q_1}{P_{нат}} \leqslant 2$ зависимость (19) может быть приближенно выражена следующим образом:

$$\frac{P_1}{P_{нат}} = 1 + 0{,}55\frac{Q_1}{P_н}. \tag{21}$$

Погрешность формулы (21) не превышает 4%.

Из условия обеспечения статической прочности и долговечности необходимо, чтобы $P_I \leqslant [P]$. Подставив допустимую нагрузку на шарик $[P]$ вместо P_I, получаем из равенств (10), (15) и (21) выражение для максимально допустимой на один шарик силы натяга:

$$P_{н.max} = [P]\left(1 - 0{,}55\frac{Q}{[Q]}\right). \tag{22}$$

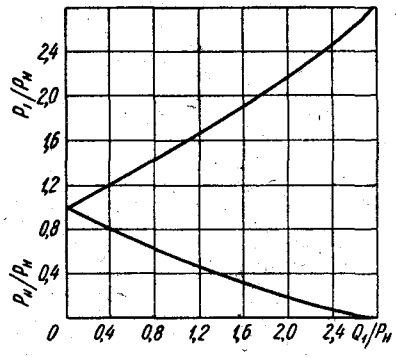


Рис. 17. Зависимость сил, действующих на шарики от осевой нагрузки при наличии предварительного натяга

Так как при сборке передачи с заданным натягом неизбежны погрешности, то рекомендуется отношение $\frac{Q}{[Q]} < 0{,}9$. Наибольшая осевая нагрузка $[Q]_н$, допустимая при данной силе предварительного натяга:

$$[Q]_н = [Q]\frac{[P] - P_н}{0{,}55\,[P]}. \tag{23}$$

Если значение $[Q]_н$, вычисленное по формуле (23), окажется больше 0,9 $[Q]$, то следует принимать $[Q]_н = 0{,}9\,[Q]$. Как видно из рис. 17, при $\frac{Q_1}{P_н} = 2{,}8$ отношение $\frac{P_{II}}{P_н} = 0$, т. е. натяг полностью снимается. При дальнейшем увеличении $\frac{Q_1}{P_н}$ в передаче появляется

зазор. Для гарантированного сохранения натяга желательно, чтобы $\frac{Q_1}{P_н} \leqslant 2$. Из этого условия находим минимально допустимую силу натяга на один шарик:

$$P_{н.\,min} = 0{,}5\frac{Q}{z_{расч}\sin\alpha\cos\lambda}. \qquad (24)$$

Осевое относительное перемещение профиля резьбы гаек, необходимое для создания силы натяга $P_н$ (учитывая четыре контакта):

$$\delta_н = \frac{4C}{\sin\alpha\cos\lambda}\sqrt[3]{P_н^2}. \qquad (25)$$

Для передач с профилем в форме стрельчатой арки, в которых натяг создается подбором диаметра шарика, все предыдущие выкладки остаются в силе. В этом случае для создания силы натяга необходимо, чтобы диаметр шарика был больше его номинального значения d_1 (при котором зазор равен нулю) на величину

$$\Delta d_1 = 2C\sqrt[3]{P_н^2}\ см. \qquad (26)$$

Для передач по нормали Н 23-7 можно пользоваться приближенными формулами:

$$\delta_н = 6\sqrt[3]{\frac{P_н^2}{d_1}}; \qquad (27)$$

$$\Delta d_1 = 2{,}1\sqrt[3]{\frac{P_н^2}{d_1}}, \qquad (28)$$

где $\delta_н$ и Δd_1 в *мк*, d_1 в *мм*.

При назначении силы предварительного натяга (в пределах от $P_{н.\,min}$ до $P_{н.\,max}$) необходимо учитывать следующие положения:

1. С увеличением натяга повышается осевая жесткость соединения винт — гайка, но одновременно снижается к. п. д. и увеличивается момент холостого хода.

2. Если требования к осевой жесткости весьма высоки и при этом доля податливости соединения винт — гайка в общей податливости передач велика (короткий винт в жестких опорах), то целесообразно назначать максимально допустимый натяг.

3. Если требования к осевой жесткости относительно невысоки или если основную часть податливости передачи составляет деформация винта (длинный винт), то целесообразно назначать минимально допустимый натяг.

4. С увеличением натяга увеличивается область нагрузок, при которых передача является самотормозящейся. В отдельных случаях может оказаться целесообразным назначение максимально допустимого натяга в целях обеспечения самоторможения.

Расчет на жесткость. В передачах винт—гайка качения основными являются контактные деформации, и при расчете осевой

жесткости изгиб и сдвиг элементов резьбы можно не учитывать. Кроме деформации в соединении винт — гайка, необходимо учитывать сжатие (растяжение) рабочего участка винта и деформацию опор винта. Осевая жесткость передачи винт — гайка качения существенно зависит от того, собрана ли передача без предварительного натяга или с предварительным натягом. Для первого случая из формул (10), (16) и (18) получаем зависимость между осевой нагрузкой Q и осевым перемещением δ:

$$\delta = \frac{2C}{z_{расч}^{\frac{2}{3}}\sin^{\frac{5}{3}}\alpha\cos^{\frac{5}{3}}\lambda}Q^{\frac{2}{3}}\ см, \qquad (29)$$

где Q в *кГ*.

Жесткость

$$j = \frac{dQ}{d\delta} = 0{,}53\frac{z_{расч}\sin^{\frac{5}{2}}\alpha\cos^{\frac{5}{2}}\lambda}{C^{\frac{3}{2}}}\delta^{\frac{1}{2}}\ кГ/см. \qquad (30)$$

Для передач по нормали Н 23-7 приближенно

$$\delta = 3{,}8\sqrt[3]{\frac{1}{d_1}\left(\frac{Q}{z_{расч}}\right)^2}, \qquad (31)$$

где δ в *мк*, d_1 в *мм*.

Из формулы (30) следует, что жесткость j повышается с увеличением деформации δ. Это объясняется возрастанием площадки контакта с увеличением нагрузки (особенно при малых нагрузках). Поэтому в целях повышения жесткости выгодно исключить область малых нагрузок введением предварительного натяга.

Для второго случая (при наличии предварительного натяга) осевое перемещение от контактной деформации δ при нормальной силе натяга на один шарик $P_н$ (см. рис. 16)

$$\delta = \frac{2C}{\sin\alpha\cos\lambda}\left(P_{\text{I}}^{\frac{2}{3}} - P_н^{\frac{2}{3}}\right). \qquad (32)$$

Решая совместно уравнения (19) и (32), получаем

$$\frac{Q_1}{P_н} = \left(1 + \frac{\delta\sin\alpha\cos\lambda}{2CP_н^{\frac{2}{3}}}\right)^{\frac{3}{2}} - \left(1 - \frac{\delta\sin\alpha\cos\lambda}{2CP_н^{2/3}}\right)^{\frac{3}{2}}. \qquad (33)$$

Для интервала $\frac{Q_1}{P_н} \leqslant 2$ эта зависимость с высокой точностью (погрешность не превышает 3%) может быть выражена следующим образом:

$$Q_1 = \frac{1{,}5}{C}\sin\alpha\cos\lambda\sqrt[3]{P_н}\,\delta, \qquad (34)$$

где Q_1 и $P_н$ в *кГ*, δ в *см*.

Выразив Q_1 через Q [выражение (15)], получаем

$$\delta = \frac{CQ}{1{,}5 z_{расч} \sin^2\alpha \cos^2\lambda \sqrt[3]{P_н}}, \qquad (35)$$

и тогда

$$j = \frac{dQ}{d\delta} = \frac{1{,}5}{C} z_{расч} \sin^2\alpha \cos^2\lambda \sqrt[3]{P_н} \ \ кГ/см. \qquad (36)$$

Для передач по нормали Н23—7 приближенно

$$\delta = \frac{1{,}4}{\sqrt[3]{d_1 P_н}} \cdot \frac{Q}{z_{расч}}, \qquad (37)$$

где δ в *мк*, d_1 в *мм*.

Таким образом, при наличии предварительного натяга можно с достаточной точностью принимать деформацию пропорциональной нагрузке. Жесткость при этом не зависит от нагрузки и пропорциональна корню кубическому из силы предварительного натяга.

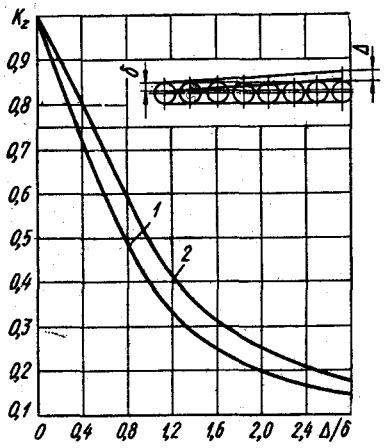


Рис. 18. Определение расчетного числа $z_{расч}$ шариков:

1 — без предварительного натяга; *2* — с предварительным натягом

Влияние погрешностей изготовления. При идеально точном изготовлении всех элементов передачи нагрузка распределялась бы между шариками каждого витка резьбы равномерно. Нагрузка между различными витками резьбы передачи винт — гайка качения распределяется значительно равномернее, чем у пары винт — гайка скольжения. Ошибки изготовления — отклонения фактических поверхностей резьбы винта и гайки от идеальных, разноразмерность шариков и др. — приводят к неравномерному распределению нагрузки между шариками и к существенным ошибкам при расчете нагрузочной способности и жесткости передачи. Условно сведем все виды погрешностей к одной: отклонению от заданных величин углов подъема винтовых линий, по которым происходит начальный (точечный) контакт поверхностей резьбы винта и гайки с шариками. Назовем разность между наибольшим и наименьшим зазором, с которым располагаются шарики между указанными винтовыми поверхностями, погрешностью Δ (рис. 18). Пусть под действием нагрузки Q гайка переместится в осевом направлении на величину δ. Наличие погрешности Δ приводит к неравномерному нагружению шариков.

Обозначим $\frac{P_{ср}}{P_{max}} = K_z$, где $P_{ср}$ и P_{max} — соответственно средняя и максимальная нагрузка на шарик.

Нетрудно доказать [14], что при отсутствии предварительного натяга

$$K_z = \frac{2}{5} \cdot \frac{\delta}{\Delta}\left[1 - \left(1 - \frac{\Delta}{\delta}\right)^{\frac{5}{3}}\right], \qquad (38)$$

если $\delta \geqslant \Delta$, и

$$K_z = \frac{2}{5} \cdot \frac{\delta}{\Delta}, \qquad (39)$$

если $\delta \leqslant \Delta$;

при наличии предварительного натяга

$$K_z = \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{\Delta}\left[1 - \left(1 - \frac{\Delta}{\delta}\right)^{2}\right], \qquad (40)$$

если $\delta \geqslant \Delta$, и

$$K_z = \frac{1}{2} \cdot \frac{\delta}{\Delta}, \qquad (41)$$

если $\delta \leqslant \Delta$.

Расчет реальной передачи в. г. к. следует вести, исходя не из общего числа z рабочих шариков в гайке, а из расчетного числа их: $z_{расч} = K_z z$.

На рис. 18 показана зависимость коэффициента K_z от $\frac{\Delta}{\delta}$ при отсутствии предварительного натяга и при наличии натяга, обеспечивающего нагружение всех шариков. В формулах (40) и (41) под величиной δ следует понимать деформацию, вызванную совместно внешней нагрузкой и предварительным натягом. Уменьшение влияния погрешностей при наличии предварительного натяга связано не только с линейной зависимостью между нагрузкой и деформацией, но и с уменьшением величины $\frac{\Delta}{\delta}$ вследствие увеличения δ. Величина K_z не может быть вычислена непосредственно по формулам (38)—(41) ввиду трудностей определения приведенной ошибки Δ.

Обработка результатов экспериментального определения жесткости нескольких передач в. г. к., 1-го класса точности показала, что при нагрузках, близких к предельно допустимым, можно принимать

$$z_{расч} = 0{,}7z. \qquad (42)$$

При нагрузках, существенно меньших, чем предельно допустимые, величина $z_{расч}$ уменьшается (вследствие увеличения отношения $\frac{\Delta}{\delta}$). Принимая формулу (42) в качестве расчетной, следует иметь в виду, что при этом величины перемещений δ, вычисленные по формулам (29), (31) и (35), (37) для малых нагрузок Q, будут меньше фактических. В соответствии с результатами экспериментов

в качестве первого приближения можно рекомендовать в формулах (29), (31) и (35), (37) принимать:

при отсутствии натяга

$$z_{расч}=0{,}7z\sqrt{\frac{Q}{[Q]}}. \qquad (43)$$

при наличии натяга

$$z_{расч}=0{,}7z\sqrt{\frac{Q}{[Q]_н}}, \qquad (44)$$

здесь Q — нагрузка на винт; $[Q]$ — нагрузка, допустимая при отсутствии натяга; $[Q]_н$ — нагрузка, допустимая при наличии

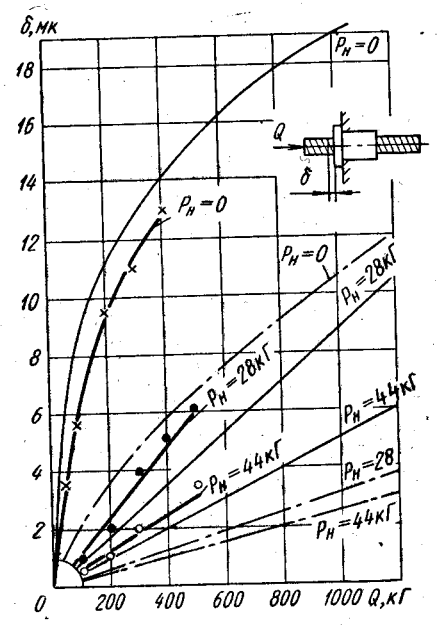


Рис. 19. Зависимость осевого перемещения δ от нагрузки Q при различных величинах силы предварительного натяга (основные данные передачи $d_0 = 50{,}8$ *мм*; $t = 8$ *мм*; $d_1 = 4{,}76$ *мм*; $z = 84$):

сплошные линии — экспериментальные кривые; штриховые — расчетные для реальной передачи (с учетом погрешности изготовления); штрих-пунктирные — расчетные для идеально точной передачи

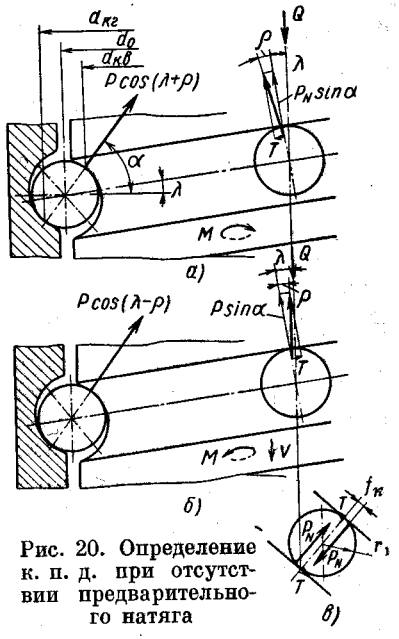


Рис. 20. Определение к. п. д. при отсутствии предварительного натяга

натяга. В дальнейшем, после накопления экспериментальных данных и корректировки формул (43) и (44), величину $z_{расч}$ следует уточнять не только при расчете на жесткость, но и при других расчетах (натяга, потерь на трение и т. д.). На рис. 19 представлены расчетные и экспериментальные кривые, характеризующие жесткость передачи в. г. к.

Расчет потерь на трение и к. п. д. при отсутствии предварительного натяга. Случай I. Преобразование вращательного движения в поступательное.

Винт ведущий. К винту приложен вращающий момент M и сила сопротивления Q (рис. 20,*а*). Сила трения T, направленная в сторону, противоположную вращению винта, увеличивает на приведенный угол трения ρ отклонение от оси винта силы P, действующей со стороны шарика на винт. Из условий равновесия следует

$$Q=z_{расч}P\sin\alpha\cos(\lambda_в+\rho);$$
$$M=z_{расч}P\sin\alpha\sin(\lambda_в+\rho)\frac{d_{кв}}{2}.$$

К. п. д. равен отношению работы сил на выходе к работе сил на входе, т. е.

$$\eta=\frac{Qt}{2\pi M}=\frac{t}{\pi d_{кв}}\cdot\frac{\cos(\lambda_в+\rho)}{\sin(\lambda_в+\rho)}=\frac{\operatorname{tg}\lambda_в}{\operatorname{tg}(\lambda_в+\rho)}, \qquad (45)$$

где t — шаг винта; $\lambda_в$ — угол подъема винтовой линии резьбы винта; ρ — приведенный угол трения. Тангенс угла ρ равен отношению силы T трения качения к проекции нормальной силы $P_N\sin\alpha$.

Из условия равновесия шарика находим (рис. 20, *в*)

$$T=\frac{f_к P_N}{r_1},$$

где $f_к$ — коэффициент трения качения в *см*; r_1 — радиус шарика в *см*.

Следовательно,

$$\operatorname{tg}\rho=\frac{T}{P_N\sin\alpha}=\frac{f_к}{r_1\sin\alpha}. \qquad (46)$$

Формулы для к. п. д. передач винт — гайка скольжения и винт — гайка качения одинаковы; различие заключается только в выражении для угла трения. На основании проведенных экспериментов можно рекомендовать расчетное значение $f_к = 0{,}001$ *см*.

Гайка ведущая. К гайке приложен вращающий момент M, а к винту — сила сопротивления Q. Аналогично предыдущему находим

$$\eta=\frac{\operatorname{tg}\lambda_г}{\operatorname{tg}(\lambda_г+\rho)}, \qquad (47)$$

где $\lambda_г$ — угол подъема винтовой линии резьбы гайки; ρ — угол трения, определяемый по формуле (46).

Так как $\lambda_г < \lambda_в$, то в этом случае к. п. д. передачи несколько ниже, чем в предыдущем.

Случай II. Преобразование поступательного движения во вращательное.

Вращается винт. К винту приложена движущая сила Q и момент сопротивления M (рис. 20,*б*). Сила трения T направлена

в сторону, противоположную вращению винта. Из условий равновесия имеем

$$\eta=\frac{2\pi M}{Qt}=\frac{\pi d_{нв}}{t}\cdot\frac{\sin(\lambda_в-\rho)}{\cos(\lambda_в-\rho)}=\frac{\operatorname{tg}(\lambda_в-\rho)}{\operatorname{tg}\lambda_в}. \quad (48)$$

Условие самоторможения: $M\leqslant 0$, откуда $\rho\geqslant\lambda_в$.

Вращается гайка. Аналогично предыдущему

$$\eta=\frac{\operatorname{tg}(\lambda_г-\rho)}{\operatorname{tg}\lambda_г}. \quad (49)$$

Условие самоторможения $\rho\geqslant\lambda_г$. Так как в передачах винт — гайка качения угол трения ρ всегда значительно меньше угла подъема винтовой линии резьбы винта $\lambda_в$ или гайки $\lambda_г$, то при

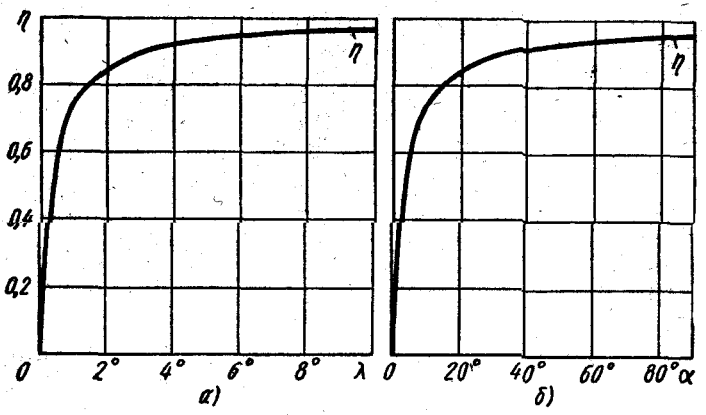


Рис. 21. Зависимость:

а — к. п. д. η от угла λ наклона винтовой линии (угол трения $\rho=20'$);
б — к. п. д. η от угла контакта α ($f_к=0{,}001$, $r_1=0{,}25$ см; $\lambda=3°30'$)

отсутствии предварительного натяга самоторможение не имеет места. Ввиду того, что угол $\lambda_в$ мало отличается от угла $\lambda_г$, к. п. д. можно с достаточной точностью вычислить по среднему углу λ, соответствующему диаметру d_0 $\left(\text{т. е. } \operatorname{tg}\lambda=\frac{t}{\pi d_0}\right)$. В дальнейшем вместо углов $\lambda_в$ и $\lambda_г$ всюду указывается угол λ.

Анализ формул (45) и (46) показывает, что с увеличением угла λ от 0 до 2,5—3° к. п. д. быстро возрастает, достигая значений порядка 0,85—0,9. Дальнейшее увеличение угла λ мало влияет на к. п. д. (рис. 21,*а*). От угла контакта α зависит величина угла трения ρ и, следовательно, к. п. д. При возрастании α от 0 до 45° к. п. д. увеличивается от 0 до $\sim$ 0,9. При дальнейшем увеличении α к. п. д. повышается незначительно (рис. 21,*б*).

Расчет потерь на трение и к. п. д. при наличии предварительного натяга. Случай I. Преобразование вращательного движения в поступательное. На рис. 22 и 23 показаны силы, действующие на винт в передаче, смонтированной с предварительным натягом. Из условия равновесия имеем

$$Q=z_{расч}P_{\mathrm{I}}\sin\alpha\cos(\lambda+\rho)-z_{расч}P_{\mathrm{II}}\sin\alpha\cos(\lambda-\rho); \quad (50)$$

$$M=[z_{расч}P_{\mathrm{I}}\sin\alpha\sin(\lambda+\rho)-z_{расч}P_{\mathrm{II}}\sin\alpha\sin(\lambda-\rho)]\frac{d_{нв}}{2}. \quad (51)$$

К. п. д. при наличии натяга (после преобразований)

$$\eta_н=\operatorname{tg}\lambda\frac{P_{\mathrm{I}}\cos(\lambda+\rho)-P_{\mathrm{II}}\cos(\lambda-\rho)}{P_{\mathrm{I}}\sin(\lambda+\rho)-P_{\mathrm{II}}\sin(\lambda-\rho)}. \quad (52)$$

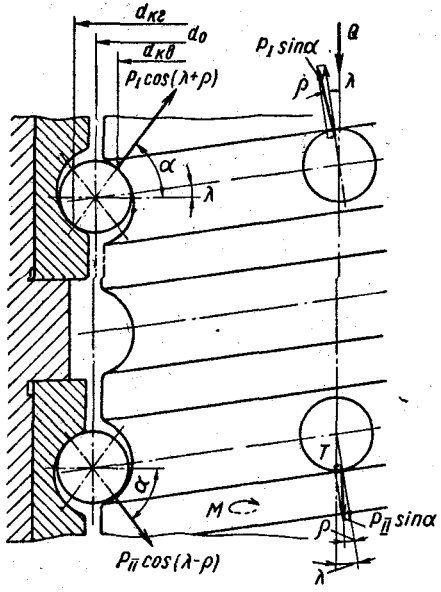


Рис. 22. Передача с полукруглым профилем резьбы и с двумя гайками

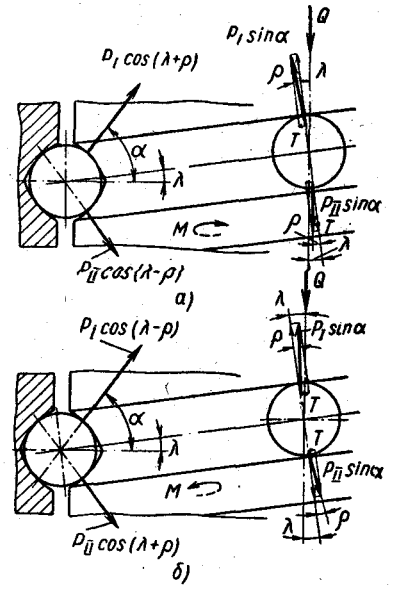


Рис. 23. Передача с профилем резьбы в форме «стрельчатой арки» и с одной гайкой

Выразим к. п. д. $\eta_н$ при наличии натяга через к. п. д. при отсутствии натяга и коэффициент $K_\eta=\frac{\eta_н}{\eta}$:

$$\eta_н=K_\eta\eta=K_\eta\frac{\operatorname{tg}\lambda}{\operatorname{tg}(\lambda+\rho)}, \quad (53)$$

где

$$K_\eta=\frac{\frac{P_{\mathrm{I}}}{P_н}\cos(\lambda+\rho)-\frac{P_{\mathrm{II}}}{P_н}\cos(\lambda-\rho)}{\frac{P_{\mathrm{I}}}{P_н}\sin(\lambda+\rho)-\frac{P_{\mathrm{II}}}{P_н}\sin(\lambda-\rho)}\operatorname{tg}(\lambda+\rho). \quad (54)$$

Так как $\frac{P_I}{P_н}$ и $\frac{P_{II}}{P_н}$ зависят от $\frac{Q_1}{P_н}$, то K_η можно выразить как функцию $\frac{Q_1}{P_н}$, используя формулу (54) и график на рис. 17. С возрастанием осевой нагрузки и, следовательно, величины $\frac{Q_1}{P_н}$ коэффициент K_η увеличивается (рис. 24). При $\frac{Q_1}{P_н}=2{,}8$ предварительный натяг полностью снимается и коэффициент K_η становится равным единице. Результаты экспериментального определения к. п. д. подтверждают выводы аналитического рассмотрения (рис. 25): при наличии натяга к. п. д. снижается с уменьшением

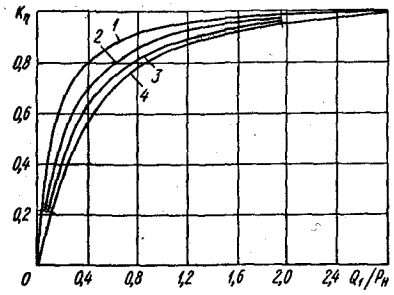


Рис. 24. К определению коэффициента K_η

1) $\lambda = 3°$, $\rho = 0°10'$; *2)* $\lambda = 3°$, $\rho = 0°20'$; *3)* $\lambda = 3°$, $\rho = 0°30'$; *4)* $\lambda = 3°$, $\rho = 0°40'$

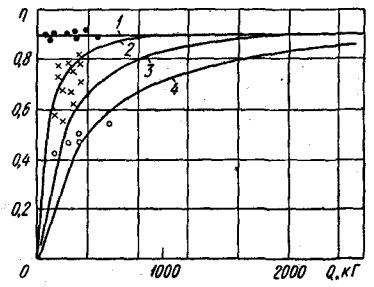


Рис. 25. Сравнение экспериментальных и расчетных данных по к. п. д. передачи в. г. к.

1) $\delta_н = 0$; *2)* $\delta = 13$ *мк*, $P_н = 8$ *кг*; *3)* $\delta_н = 25$ *мк*, $P_н = 21{,}5$ *кг*; *4)* $\delta_н = 40$ *мк*, $P_н = 43$ *кг*

нагрузки, причем это снижение тем интенсивнее, чем больше величина натяга (основные данные передачи — см. рис. 19; кривые вычислены по формулам (45), (46), (53), (54); принято $f_к = 0{,}001$).

Случай II. Преобразование поступательного движения во вращательное. Из рис. 23 после преобразований имеем

$$\eta_н = K_\eta \eta = K_\eta \frac{\operatorname{tg}(\lambda-\rho)}{\operatorname{tg}\lambda}.$$

Аналогично предыдущему находим

$$K_\eta = \frac{\frac{P_I}{P_н}\sin(\lambda-\rho) - \frac{P_{II}}{P_н}\sin(\lambda+\rho)}{\left[\frac{P_I}{P_н}\cos(\lambda-\rho) - \frac{P_{II}}{P_н}\cos(\lambda+\rho)\right]\operatorname{tg}(\lambda-\rho)}. \qquad (55)$$

Условие самоторможения $M \leqslant 0$; следовательно,

$$\frac{P_I}{P_{II}} \leqslant \frac{\sin(\lambda+\rho)}{\sin(\lambda-\rho)}. \qquad (56)$$

Отношение $\frac{P_I}{P_{II}}$ является функцией $\frac{Q_1}{P_н}$; пользуясь формулой (56) и графиком на рис. 17, можно найти зависимость предельных значений $\left(\frac{Q_1}{P_н}\right)_{торм}$ от углов λ и ρ (рис. 26).

Проведенное рассмотрение привело к выводу о том, что в передаче в. г. к., собранной с предварительным натягом, самоторможение обеспечено, если осевая нагрузка Q не превышает некоторого значения $Q_{торм}$, определяемого по формуле

$$Q_{торм} = \left(\frac{Q_1}{P_н}\right)_{торм} z_{расч} P_н \sin\alpha \cos\lambda, \qquad (57)$$

где отношение $\left(\frac{Q_1}{P_н}\right)_{торм}$, определяется по графику на рис. 26.

При $Q > Q_{торм}$ самоторможение отсутствует.

Момент M_x холостого хода передачи, собранной с натягом, можно определить из формулы (51), подставив в нее вместо P_I и P_{II} силу $P_н$:

$$M_x = z_{расч} P_н \sin\alpha \left[\sin(\lambda+\rho) - \sin(\lambda-\rho)\right]\frac{d_{кв}}{2}. \qquad (58)$$

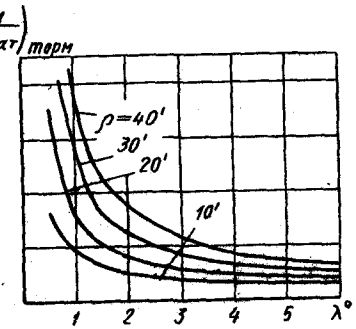


Рис. 26. К определению условия самоторможения

Пример расчета передачи в. г. к. привода подачи стола копировально-фрезерного станка. Дано: длина винта $L = 1500$ *мм*; наибольшая рабочая длина винта $l = 1100$ *мм*; шаг $t = 12$ *мм*; наибольшая осевая нагрузка $Q = 500$ *кГ*; наибольшее число оборотов в минуту $n_{max} = 32$, наименьшее $n_{min} = 2$ *об/мин*.

1. Производим предварительный выбор размеров передачи. Учитывая, что из технологических соображений желательно, чтобы отношение длины винта к его диаметру не превышало 30, принимаем

$$d_0 = \frac{L}{30} = 50 \text{ мм}.$$

В соответствии с нормалью станкостроения Н23—7 принимаем

$$\alpha = 45°, \quad d_1 \approx 0{,}6t \approx 7 \text{мм};$$

$$\frac{r_1}{r_2} = 0{,}96$$

Число рабочих шариков в каждом витке (если возврат шариков осуществляется по вкладышу, вставляемому в окно гайки) [8]

$$z_i = \pi\frac{d_0}{d_1} - 5 = 17.$$

Таблица 2

Определяемая величина	Значение	Формулы
Допустимая статическая нагрузка: на один шарик $[P]_{ст}$	98 *кГ*	(9)
на винт $[Q]_{ст}$ при отсутствии натяга	2420 *кГ*	(42), (10)
Коэффициент K долговечности	1,51	(11), (12), (13), (14) $T=5000$ *ч* $K_Q=0{,}9$
Допустимая нагрузка: на один шарик $[P]$ при долговечности $T=5000$ *ч*	65 *кГ*	$[P]=\frac{[P]_{ст}}{K}$
на винт $[Q]$ при отсутствии натяга и долговечности $T=5000$ *ч*	1600 *кГ*	$[Q]=\frac{[Q]_{ст}}{K}$
на винт $[Q]_н$ при наличии натяга	500 и 1440 *кГ*	(23)
К. п. д. передачи η при отсутствии натяга	0,95	(45), (46) $\lambda=4°22'$
Допустимая сила натяга: $P_{н.\max}$	54 *кГ*	(22)
$P_{н.\min}$	10 »	(24)
Дальнейшие расчеты произведены для двух значений величины натяга: $P_{н.\max}$ и $P_{н.\min}$	$P_н=54$ и 10 *кГ*	—
Относительное осевое перемещение $\delta_н$ двух гаек, необходимое для создания натяга	45 и 14,5 *мк*	(27)
Необходимое увеличение диаметра Δd_1 шариков против номинального для создания натяга (в случае профиля резьбы «стрельчатая арка»)	16 и 5	(28)
Осевое перемещение δ гайки относительно винта в результате контактной деформации при нагрузке $Q=500$ *кГ*	3 и 8,5	(37), (44)
Деформация растяжения (или сжатия) винта $\delta_в$	16,5	$\delta_в=\frac{10^4 lQ}{EF}$ $F=\frac{\pi}{4}d^2$
К. п. д. передачи $\eta_н$ при наличии натяга и нагрузке $Q=500$ *кГ*	0,72 и 0,94	(53), (54), график на рис. 17
Наименьшая нагрузка $Q_{торм}$, начиная с которой передача перестает быть самотормозящейся	148 и 27 *кГ*	(57), график на рис. 26
Момент холостого хода M_x	24 и 4,5 *кГсм*	(58)

Число рабочих шариков в гайке, имеющей три рабочих витка, $z = 17 \cdot 3 = 51$.

2. Рассчитаем передачу, принимая твердость рабочих поверхностей резьбы *HRC* 60. Результаты расчета сведем в табл. 2.

3. Выбираем величину силы натяга в пределах 10—54 *кГ*, исходя из следующих соображений. При $P_н = 54$ *кГ* податливость соединения винт — гайка примерно в 3 раза меньше, чем при $P_н = 10$ *кГ* (соответственно 3 и 8,5 *мк* при нагрузке 500 *кГ*). Однако уменьшение податливости передачи с учетом деформации винта составляет всего 22% (соответственно 3 + 16,5 = 19,5 *мк* и 8,5 + 16,5 = 25 *мк*). Если учесть податливость опор винта, то выигрыш окажется еще меньше.

С другой стороны, при $P_н = 54$ *кГ* к. п. д. передачи снижается до 0,72 против 0,94 при $P_н = 10$ *кГ* (при нагрузке 500 *кГ*), а момент холостого хода повышается более чем в 5 раз. Целесообразно поэтому назначить величину $P_н$, близкую к минимальной (т. е. к 10 *кГ*), увеличив ее в целях компенсации погрешностей изготовления и регулировки в 1,3—1,5 раза.

Глава II. ГИДРОСТАТИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА ВИНТ—ГАЙКА

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Стремление устранить недостатки, присущие передаче винт — гайка скольжения, и обойти технологические трудности, связанные с изготовлением передачи винт — гайка качения (особенно при длинных винтах), привели к созданию гидростатической передачи винт — гайка, работающей в условиях жидкостного трения [15].

Так как сопряженные рабочие поверхности резьбы винта и гайки в такой передаче разделены масляным слоем, износ полностью устраняется. Коэффициент жидкостного трения имеет весьма малую величину. Он несколько увеличивается с повышением скорости, что благоприятно в отношении обеспечения равномерности движения. Передача фактически является беззазорной, так как зазор резьбы заполнен масляным слоем, жесткость которого при определенных условиях весьма высока; она может даже превышать контактную жесткость обычной передачи винт — гайка скольжения. Винт и гайку можно изготовлять из легкообрабатываемых недефицитных материалов; профиль резьбы может быть простой формы, например трапецеидальной, что упрощает изготовление и контроль. Передача сглаживает циклические ошибки винта. К. п. д. гидростатической передачи винт — гайка выше, чем передачи винт — гайка качения, и составляет приблизительно 0,99 (без учета мощности насоса, нагнетающего масло). К недостаткам гидростатической передачи винт — гайка следует отнести

необходимость создания циркуляционной системы смазки (что связано с увеличением габаритов) и высокие требования к фильтрации масла. Весьма рационально применять эту передачу в сочетании с гидростатическими направляющими, так как при этом обеспечивается высокая плавность перемещений во всех диапазонах скоростей, длительное сохранение точности и резкое снижение потерь на трение; система смазки может быть единой для передачи винт — гайка и для направляющих.

Насосом *1* (рис. 27) масло через фильтр *2* подается к дросселям трения *3* и *4* под постоянным давлением $p_н$, определяемым настройкой переливного клапана *5*. Пройдя дроссели *3* и *4*, масло через отверстия *6* и *7* попадает соответственно в карманы *8* и *9*, выполненные на боковых сторонах резьбы гайки, и через зазоры

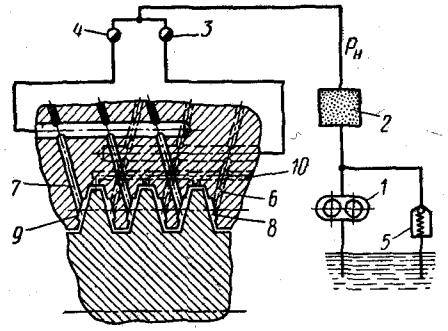


Рис. 27. Схема гидростатической передачи винт — гайка

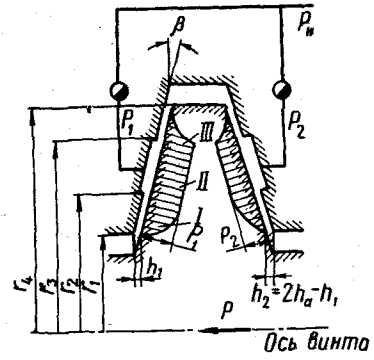


Рис. 28. Расчетная схема гидростатической передачи винт — гайка

в резьбе и отверстия *10* уходит на слив. Карманы *8* и *9* наиболее просто выполняются в виде не доходящих до концов резьбы винтовых канавок прямоугольного сечения (на каждой боковой стороне резьбы гайки). При отсутствии осевой нагрузки винт находится под действием равных и противоположно направленных сил, создаваемых давлением масла на боковые стороны резьбы, т. е. резьбовое соединение находится как бы под предварительным натягом. При действии на винт осевой нагрузки, например, справа налево первоначальный осевой зазор h_a с одной боковой стороны уменьшается до h_1, а с другой — увеличивается до h_2 (рис. 27, 28). Вследствие наличия дросселей *3* и *4* давление в кармане *8* уменьшается, а в кармане *9* увеличивается. Разность давлений в этих карманах обеспечивает восприятие осевой нагрузки масляными слоями.

При выборе размеров профиля резьбы целесообразно исходить из условия, чтобы гидростатическая передача винт — гайка и обычная передача винт — гайка скольжения имели бы при равных диаметрах винтов примерно одинаковую нагрузочную способность. Если исходить из давления на входе $p_н = 40$ *кГ/см*^{2}, то это условие, как показывает расчет, приводит к необходимости увеличения высоты резьбы вдвое по сравнению с основной трапецеидальной резьбой по ГОСТу 9484—60 и переходу на следующую большую градацию шага. Рекомендуемые параметры резьбы приведены в табл. 3. Применять давления на входе более 30—40 *кГ/см*^{2} не следует из-за чрезмерного увеличения расхода масла, возможности нагрева, а также повышенных требований к соединениям маслопровода.

Таблица 3

Рекомендуемые параметры (в *мм*) резьб для гидростатической передачи винт — гайка

Параметры	При S в *мм*								
	8	10	10	12	12	16	16	16	20
d_4	40	50	60	70	80	90	100	110	120
d_3	36	44	54	63	73	82	92	102	109
d_2	32	40	50	57	67	74	84	94	99
d_1	28	34	44	50	60	66	76	86	88

Ширину кармана $b = r_3 - r_2$ (см. рис. 28) целесообразно выбирать равной $b = (1/4 - 1/3)\,H$, где $H = r_4 - r_1$ — рабочая высота профиля резьбы; меньшие значения — для меньших диаметров винтов.

Нецелесообразно применять гидростатические передачи с наружным диаметром резьбы винта $d < 40$ *мм*, так как при этом из-за малой высоты профиля резьбы получаются чрезмерные расходы масла.

РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ

При выводе приведенных ниже формул принято, что масло несжимаемо, вязкость его постоянна; характер истечения масла — ламинарный; канавка, распределяющая масло по боковой поверхности резьбы, проходит по всей длине резьбы гайки; профиль резьбы — трапецеидальный; зазор в передаче по длине и ширине резьбы имеет постоянную величину; поверхности, образующие щели, идеально гладкие. В действительности из-за погрешностей изготовления и монтажа элементов передачи между прижатыми друг к другу боковыми поверхностями винта и гайки наблюдается проток масла, эквивалентный некоторому зазору. Поэтому величина ε, характеризующая относительное изменение зазора и равная (см. рис.28) $\varepsilon = \frac{h_a - h_1}{h_a}$, не может достигать значения единицы, а должна быть меньше, чтобы гарантировать отсутствие металлического контакта. Практически следует задаваться некоторой минимальной расчетной толщиной масляного слоя $h_{\min}$, определяемой степенью чистоты и точности рабочих поверхностей резьбы. Снижение расчетной наименьшей толщины масляного

слоя h_{min} за счет повышения точности изготовления элементов передачи позволяет уменьшить зазор в резьбе h_a и, следовательно, повысить жесткость передачи и снизить расход масла. Величину $h_{min} = 10 \div 15$ *мк* можно получить методом притирки винта и гайки.

Давление масла по высоте резьбы распределяется неравномерно. Для удобства при расчетах площадь боковой поверхности резьбы пересчитывается на эквивалентную площадь. При этом принимается, что на эквивалентную площадь как бы действует равномерное давление, равное давлению масла после дросселя.

Из условия равновесия следует, что

$$P = (P_1 - P_2) = F_э (p_1 - p_2), \qquad (59)$$

где P — осевая нагрузка на винт в *кГ*; P_1 и P_2 — равнодействующие сил давления соответственно с левой и с правой боковой стороны профиля резьбы в *кГ*; p_1 и p_2 — давления в кармане соответственно на левой и правой боковых сторонах профиля резьбы в *кГ/см*^{2}; $F_э$ — эффективная площадь боковой стороны резьбы в *см* ^{2}, определяемая следующим образом.

Расход масла q на единицу длины кольцевого сечения плоского подпятника

$$q = \frac{Q_r}{2\pi r} = 10^8 \cdot 60 \frac{h_1^3}{12\mu} \cdot \frac{dp}{dr}.$$

Расход масла q на единицу длины кольцевого сечения витка резьбы по рис. 28 (с одной боковой стороны профиля)

$$q = \frac{Q_r \cos\lambda \cos\beta}{2\pi r} = \pm 10^8 \cdot 60 \frac{h_1^3 \cos^3\beta}{12\mu} \cos\beta \frac{dp}{dr}, \qquad (60)$$

где Q_r — расход масла в *см* ^{3}/*мин* через кольцевое сечение радиуса r; h_1 — осевой зазор в *см*; μ — коэффициент динамической вязкости в *спз*; p — давление масла в *кГ/см* ^{2}.

Знак минус в выражении (60) соответствует истечению масла от винта меньшего радиуса к винту большего радиуса (рис. 28, участок *III*), знак плюс соответствует истечению масла от винта большего радиуса к винту меньшего радиуса (участок *I*).

Интегрируя выражение (60) и используя краевые условия, получаем после преобразований:

для участка *I*

$$p = p_1 \frac{\ln \frac{r}{r_1}}{\ln \frac{r_2}{r_1}};$$

для участка *III*

$$p = p_1 \frac{\ln \frac{r_4}{r}}{\ln \frac{r_4}{r_3}}.$$

Эффективная площадь равна отношению равнодействующей сил давления на всех трех участках одного бокового профиля резьбы (при числе витков гайки $z_в$) к давлению p_1 в кармане:

$$F_э = \frac{P_1}{p_1} = \int_{r_1}^{r_2} \frac{\ln \frac{r}{r_1}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} 2\pi z_в \cdot r dr + \pi z_в (r_3^2 - r_2^2) + \int_{r_3}^{r_4} \frac{\ln \frac{r_4}{r}}{\ln \frac{r_4}{r_3}} 2\pi z_в r dr,$$

откуда

$$F_э = \pi z_в \left(\frac{r_4^2 - r_3^2}{2 \ln \frac{r_4}{r_3}} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln \frac{r_2}{r_1}} \right); \qquad (61)$$

r_1, r_2, r_3, r_4 — радиусы участков профиля резьбы в *см* (см. рис. 28).

Гидростатическую передачу винт — гайка рассчитывают в следующей последовательности:

1. По заданному максимальному усилию на винте P_{max} выбираем ориентировочно его диаметр и по диаметру винта — элементы резьбы в соответствии с табл. 3.

2. Выбираем отношение

$$m_a = \frac{p_0}{p_н},$$

где p_0 — давление масла после дросселя при отсутствии нагрузки в *кГ/см* ^{2}; $p_н$ — давление масла до дросселя в *кГ/см* ^{2}.

Жесткость масляного слоя в значительной мере зависит от m_a. Если необходимо иметь максимальную жесткость при малых нагрузках, следует выбирать $m_a = 0{,}5$. Однако при возрастании нагрузки жесткость при $m_a = 0{,}5$ заметно уменьшается (см. рис. 30). Это уменьшение жесткости можно в некоторой степени скомпенсировать, выбирая $m_a = 0{,}3 \div 0{,}4$. Одновременно с уменьшением m_a происходит уменьшение расхода масла, незначительное снижение жесткости при малых нагрузках и некоторое увеличение несущей способности масляного слоя передачи. Выбирать $m_a > 0{,}5$ и $m_a < 0{,}3$ не следует [15].

3. На основании анализа возможных ошибок винта и монтажа передачи выбираем h_{min}.

4. Из конструктивных соображений предварительно выбираем давление $p_н$ и сорт масла.

5. На основании анализа конструкции станка и в зависимости от его назначения определяем минимально допустимое значение жесткости масляного слоя передачи j_{min}.

6. Определяем эффективную площадь одного витка передачи по формуле

$$F_э = \pi \left(\frac{r_4^2 - r_3^2}{2 \ln \frac{r_4}{r_3}} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln \frac{r_2}{r_1}} \right); \qquad (62)$$

7. Вычислив отношение $\frac{P_{max}}{j_{min}}$ для выбранного значения h_{min}, определяем ε по графику рис. 31.

8. Определяем зазор (в *мк*) по формуле

$$h_a = \frac{h_1}{1-\varepsilon}, \qquad (63)$$

где h_1 — в *мк*.

9. Определяем несущую способность одного витка передачи по рис. 29 или по формуле

$$P' = \cos\lambda\cos\beta p_н F_э \alpha \left[\frac{1}{(1-\varepsilon)^3+\alpha} - \frac{1}{(1+\varepsilon)^3+\alpha}\right], \qquad (64)$$

где $\alpha = \frac{m_a}{1-m_a}$; λ — угол подъема винтовой линии в градусах; β — половина угла профиля резьбы в градусах, $p_н$ — давление на входе в *кГ/см* ^{2}.

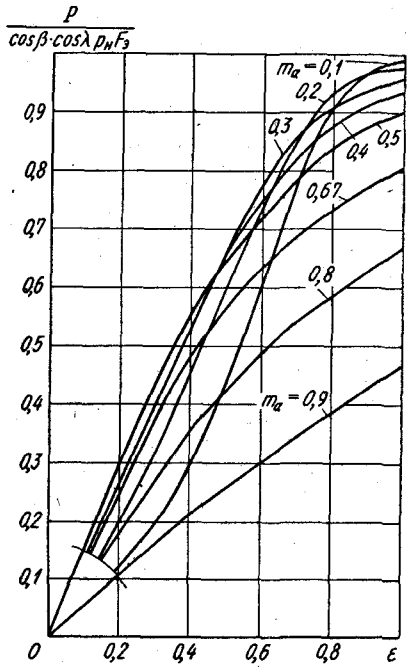


Рис. 29. Зависимость несущей способности P масляного слоя от относительного изменения зазора ε

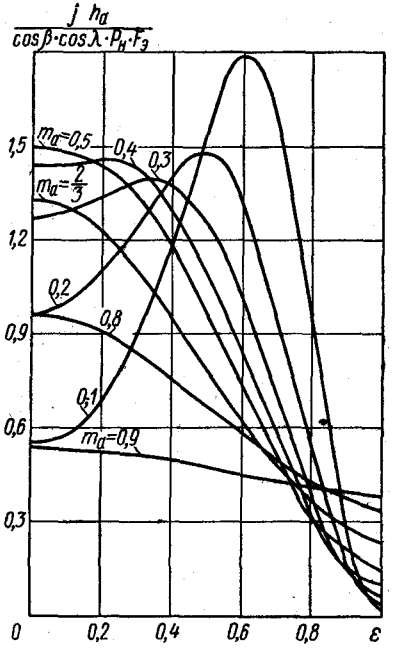


Рис. 30. Зависимость жесткости j масляного слоя от ε

10. Определяем минимальную (при $\varepsilon = \varepsilon_{max}$) и исходную (при $\varepsilon = 0$) жесткости (в *кГ/мк*) для одного витка по рис. 30 или по формуле

$$j' = \frac{3\cos\lambda\cos\beta p_н F_э'}{h_a}\alpha\left\{\frac{(1-\varepsilon)^2}{[(1-\varepsilon)^3+\alpha]^2} + \frac{(1+\varepsilon)^2}{[(1+\varepsilon)^3+\alpha]^2}\right\}. \qquad (65)$$

11. Определяем число витков гайки $z_в = \frac{P_{max}}{P'}$ и эффективную площадь передачи $F_э = F'_в z_в$. Если число витков окажется чрезмерно большим, следует увеличить давление $p_н$ или взять больший диаметр винта.

12. Определяем жесткость передачи в *кГ/мк*: $j = j' z_в$.

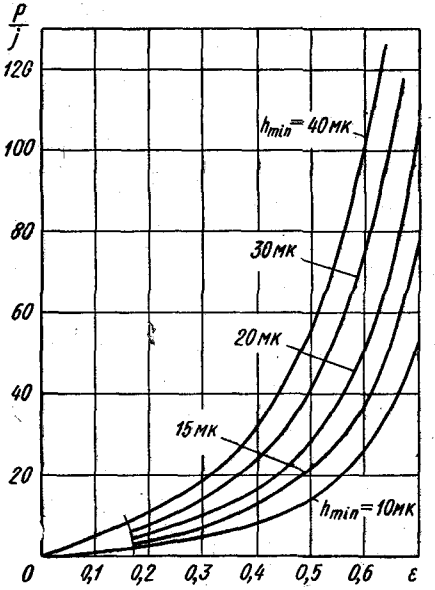


Рис. 31. Зависимость отношения $\frac{P}{j}$ от ε ($m_a \approx 0{,}3 \div 0{,}5$)

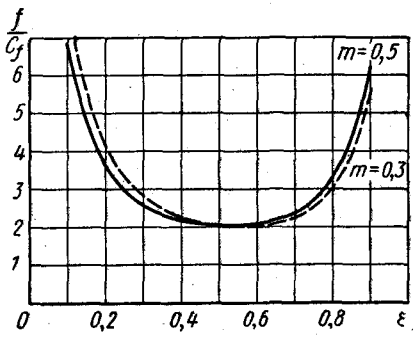


Рис. 32. Зависимость коэффициента трения передачи от ε

13. Определяем расход масла через передачу в *см* ^{3}*/мин*:

$$Q = \frac{2\pi 10^9 \cdot \cos^3\beta z_в h_a^3 p_н m_a}{\mu\cos\lambda}\left(\frac{1}{\ln\frac{r_4}{r_3}} + \frac{1}{\ln\frac{r_2}{r_1}}\right), \qquad (66)$$

где μ — вязкость масла в *спз*; h_a — в *см*.

14. Определяем коэффициент трения f и к. п. д. η передачи для рассматриваемого числа оборотов n.

Предварительно определяем коэффициент

$$C_f = 0{,}66 \cdot 10^{-8}\frac{\mu z_в n\,(r_4^4 - r_3^4 + r_2^4 - r_1^4)}{\cos^2\beta\cos\lambda h_a\,(r_4 + r_1)\,p_н F_э}, \qquad (67)$$

где h — в *см*; μ — в *спз*; n — в *об/мин*; $p_н$ — в *кГ/см*^{2}; $F_э$ — в *см*^{2} (обозначения см. выше).

По рис. 32 находим для рассматриваемого значения отношение $\frac{f}{C_f}$, откуда определяем f.

К. п. д. передачи, учитывающий потери вязкого трения масла в рабочем зазоре:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\lambda}{\operatorname{tg}(\lambda+\rho')}, \tag{68}$$

причем

$$\operatorname{tg}\rho' = \frac{f}{\cos\beta}. \tag{69}$$

15. Определяем отношение длины канала дросселя к его диаметру по формуле

$$\frac{l_0}{d_0^4} = \frac{\cos\lambda}{21{,}6h_a^3\cos^3\beta z_в \alpha\left(\frac{1}{\ln\frac{r_4}{r_3}} + \frac{1}{\ln\frac{r_2}{r_1}}\right)}, \tag{70}$$

где l_0 и d_0 — в *см*.

Пример расчета. Рассчитать гидростатическую передачу винт — гайка для следующих данных: наибольшая осевая нагрузка $P_{max} = 1800$ *кГ*, минимальная жесткость масляного слоя $j_{min} = 40$ *кГ/мк*, диаметр винта $d = 80$ *мм*, давление масла на входе $p_н = 30$ *кГ/мм*^{2}.

1) Для основной трапецеидальной резьбы $d = 80$ *мм*, рабочая высота профиля $H = 5$ *мм*, шаг $f = 10$ *мм*. В соответствии с изложенными выше рекомендациями принимаем $H = 10$ *мм*, $S = 12$ *мм*.

Принимая ширину кармана $b = \frac{1}{3}H \approx 3$ *мм*, находим: $r_1 = 3$ *см*; $r_2 = 3{,}35$ *см*; $r_3 = 3{,}65$ *см*; $r_4 = 4$ *см*.

2. Определяем эффективную площадь $F_э'$ одного витка резьбы ($z_в = 1$) по формуле (62).

3) Вычислив отношение $\frac{P_{max}}{j_{max}} = \frac{1800}{40} = 45$ и приняв $h_{min} = 15$ *мк*, находим по графику рис. 31 $\varepsilon = 0{,}62$.

4. Определяем зазор h_a, приняв $h_1 = h_{min}$:

$$h_a = \frac{h_1}{1-\varepsilon} = \frac{15}{1-0{,}62} = 40 \text{ мк}.$$

5. По графикам рис. 29 и 30, принимая $m_a = 0{,}5$, находим

$$\frac{P}{\cos\beta\cos\lambda p_н F_э} = 0{,}74; \quad \frac{j_{min}h_a}{\cos\beta\cos\lambda p_н F_э} = 0{,}66; \quad \frac{j_{max}h_a}{\cos\beta\cos\lambda p_н F_э} = 1{,}5.$$

(Минимальная жесткость j_{min} соответствует максимальной нагрузке, т. е. $\varepsilon = 0{,}62$: максимальная жесткость соответствует отсутствию нагрузки, т. е. $\varepsilon = 0$.)

6. Определяем нагрузку P на один виток резьбы, число витков $z_в$ и эффективную площадь резьбы $F_э$:

$$P' = 0{,}74\cos\beta\cos\lambda p_н F_в = 314 \text{ кг} \quad (\beta = 15°;\ \lambda = 3°7');$$

$$z_в = \frac{P_{max}}{P_1} \approx 6; \quad F_э = F_э' z_в = 87{,}6 \text{ см}^2.$$

7. Определяем минимальную и максимальную жесткость:

$$j_{min} = \frac{0{,}66}{h_a}\cos\beta\cos\lambda p_н F_э' z_в = 41{,}8 \text{ кг/мк}.$$

Аналогично $j_{max} = 95$ *кГ/мк*.

8. Определяем расход масла по формуле (66): $Q = 2650$ *см*^{3}*/мин*. (для масла индустриальное 45 при температуре 20° $\mu = 250$ *спз*).

9. Определяем коэффициент трения f и к. п. д. η, например, для скорости вращения винта $n = 10$ *об/мин*.

Предварительно определяем по формуле (67) $C_f = 1{,}9\cdot10^{-4}$.

По рис. 32 находим для $\varepsilon = 0{,}62$

$$\frac{f}{C_f} = 2{,}1; \quad f = 2{,}1\cdot1{,}9\cdot10^{-4} = 4{,}10^{-4}; \quad \rho' = \operatorname{arctg}\frac{f}{\cos\rho} = 1'26''.$$

К. п.д. $$\eta = \frac{\operatorname{tg}\lambda}{\operatorname{tg}(\lambda+\rho')} = 0{,}99.$$

10. Определяем параметры дросселя по формуле (70):

$$\frac{l_0}{d_0^4} = 6{,}7\cdot10^3 \text{ см}.$$

Для канала длиной $l_0 = 50$ *см* диаметр его $d_0 = 0{,}29$ *см*.

Глава III. МЕХАНИЗМЫ МИКРОПОДАЧИ

ТРЕБОВАНИЯ К МЕХАНИЗМАМ МИКРОПОДАЧИ

В металлорежущих станках, предназначенных для финишной обработки точных деталей, первостепенное значение имеет осуществление малого импульсного и медленного непрерывного перемещений режущего инструмента или обрабатываемой детали. От конструкции и работы механизмов, осуществляющих эти перемещения, непосредственно зависит качество обработанной поверхности, точность и производительность работы станка.

Например, чем меньше подача при окончательном шлифовании, тем меньше шероховатость обработанной поверхности; величина скачков при врезной подаче сказывается на отклонении от правильной геометрической формы в поперечном сечении круглых деталей. Малая скорость так же, как и малая величина импульсной микроподачи в конце хода, гарантирует наиболее точную установку инструмента (изделия) по заданной координате и тем самым более высокую точность обработки.

Механизмы микроподачи широко применяют в шлифовальных станках, применительно к которым они и получили самые интересные и разнообразные решения. Благодаря механизмам микроподачи при совершенной системе контроля и при высоком качестве остальных параметров станка можно обрабатывать детали с точностью до десятых долей микрона.

К механизмам микроподачи, кроме общих требований, как надежность, удобство обслуживания, простота конструкции, высокий

к. п. д., экономичность, компактность, предъявляется ряд требований, связанных с точностью: плавность перемещения, чувствительность, высокая стабильность подачи при многократном повторении, стабильность заданной скорости во времени, точность отсечки перемещения, быстродействие, высокая жесткость, минимальные температурные погрешности, универсальность, отсутствие мертвого хода.

Остановимся подробнее на этих требованиях. Трудность обеспечения плавности микроподач обусловлена тем, что при определенных условиях движение каретки или другого элемента (узла) механизма подач, имеющего скользящие пары, носит скачкообразный характер (подробнее см. т. I). Для каждой системы имеется своя критическая скорость, ниже которой движение становится неплавным или прерывистым с периодическим чередованием скачков и остановок. Значение этой скорости зависит от характеристики трения в направляющих и других парах, жесткости привода, массы передвигаемого узла, степени затухания колебаний. Эти же величины определяют минимальную величину перемещения, которую мы можем осуществить механизмом, т. е. его чувствительность, а также стабильность импульсных перемещений при многократном их повторении.

Как плавность перемещения, так и чувствительность механизма микроподачи непосредственно влияют на точность обработки и в некоторых случаях на качество поверхности. Основными средствами улучшения этих показателей являются уменьшение разности сил статического и кинетического трения, общее уменьшение сил трения и увеличение жесткости привода.

Нестабильность скорости во время работы может оказать нежелательное влияние на качество обрабатываемой поверхности и связана с потерей производительности как следствие требуемой подрегулировки до заданной скорости подачи. Одной из причин такого явления может быть нестационарность теплового режима работы механизма, колебания напряжения питания и др. Точность отсечки подачи, т. е. точность прекращения перемещения после выключения подачи, зависит от инерционности системы и непосредственно влияет на точность размера изделия и производительность станка.

Производительность и качество обработки снижают недостаточное быстродействие механизма. Быстродействие особенно существенно, когда механизм используется в системе автоматической подналадки. Чем больше жесткость системы, тем меньше времени тратится на ее упругое деформирование, тем меньше времени проходит от момента подачи сигнала до перемещения. Недостаточно того, чтобы механизм обладал жесткостью, обеспечивающей требуемую плавность и точность его работы вхолостую. Необходимо обеспечить минимальную податливость механизма под действием сил резания.

Температурные погрешности механизма не должны превышать общего уровня температурных деформаций станка. Основными источниками тепла может быть трение в самом механизме, а также тепло, поступающее от других узлов (опор быстровращающихся валов, гидроцилиндра ускоренного перемещения узла и др.).

Наряду с такими средствами борьбы с температурными деформациями, как охлаждение (подогрев), теплоизоляция и др., эффективным является рациональное совмещение плоскостей крепления элементов, температурная деформация которых вызывает погрешность подачи. Расположение упоров и упорных плоскостей следует предусмотреть в таких местах, чтобы при нагреве удлинение винтов, стержней, корпусных деталей практически либо не влияло на положение режущего инструмента, либо взаимно компенсировалось (см. рис. 33, опора качания расположена под осью круга).

К механизмам предъявляется требование универсальности, т.е. возможности легкой регулировки величины подачи и скорости перемещения.

Мертвый ход зависит от величины зазоров между сопряженными деталями механизма, например между ходовым винтом и гайкой, между зубьями сцепляющихся колес, валом и подшипником и пр. При изменении направления движения или направления и величины сил, действующих в кинематических парах, ведущие элементы звеньев механизма получают дополнительное перемещение относительно ведомых в пределах зазоров, что вызывает ошибки положения и ошибки перемещения механизма. Допускаемая величина мертвого хода зависит от заданной точности механизма микроподачи.

Существуют следующие способы уменьшения или устранения мертвого хода:

а) повышением точности изготовления и уменьшением шероховатости сопряженных поверхностей;

б) применением конструкций, допускающих регулирование величины зазоров при сборке механизмов, например, в винтовой паре можно применять вторую гайку, поворот которой относительно оси обеспечивает сближение витков обеих гаек; этот способ применим только в механизмах средней точности;

в) применением конструкций, выбирающих зазоры в кинематических парах; так, например: в зацеплении червячного колеса и червяка или в зубчатой паре зазор можно устранять применением двойных колес с пружинами; относительным осевым перемещением цилиндрических зубчатых колес, зубья на которых нарезаны с малой конусностью; в соединении вала — винта и зубчатого или червячного колеса, требующем передачи вращения и позволяющем относительное осевое перемещение вместо таких элементов, как шпонка или шлицы, можно применять мембрану, сильфон либо

другой упругий элемент, обеспечивающий соединению высокую крутильную жесткость и осевую податливость; в передаче винт — гайка скольжения для устранения зазора применяют устройства, включающие либо пружины, либо специальные грузы, либо гидроцилиндр; этот способ устранения мертвого хода сопровождается понижением к. п. д. и применим в маломощных передачах;

г) выбором кинематических схем с наименьшим возможным *числом кинематических пар и соответствующего распределения* передаточных отношений между ступенями механизма; для уменьшения мертвого хода передаточное число последней кинематической пары целесообразно увеличивать за счет уменьшения передаточных чисел предыдущих.

КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЗМОВ МИКРОПОДАЧИ

По функциональному назначению механизмы микроподачи можно подразделить на механизмы: прерывистого перемещения; непрерывного перемещения; прерывистого и непрерывного перемещений.

По способу редуцирования механизмы могут подразделяться на: а) механические (с передачами с твердыми звеньями) и электромеханические; б) гидравлические; в) гидромеханические; г) термодинамические; д) магнитострикционные; е) упруго-силовые.

Встречаются механизмы, в которых для выполнения разных функций (прерывистого и непрерывного перемещений) объединено несколько типов приводов.

Механический и электромеханический способы осуществления малых перемещений являются наиболее распространенными. В кинематических цепях обычно используют понижающие передачи: зубчатые, червячные, винтовые, кулачковые, клиновые и шарнирно-рычажные механизмы в разных их комбинациях.

Для осуществления импульсного перемещения в качестве задающих устройств в механизмах подач чаще всего применяют зубчатые и фрикционные храповые механизмы. Преимущество следует отдать фрикционным храповым механизмам вследствие большей надежности их и возможности бесступенчатого регулирования величины подачи.

В автоматизированных станках при наличии регулируемого по скорости электропривода для непрерывного перемещения импульсные подачи можно осуществить периодическим включением и выключением электромагнитной муфты, встроенной в механизм. Величина подачи в таком случае определяется скоростью вращения привода. Такой способ требует надежно и четко работающих электромагнитных муфт. В качестве привода находит широкое применение шаговый электродвигатель, питаемый генератором

с переменной частотой [21]. Для этой цели выпускаются серии двигателей с шагом от 1 до 36°.

Преимущества данного привода заключаются в следующем:

1. Одним и тем же приводом можно осуществить как дозированную подачу в микронах, так и практически непрерывную со скоростью, зависящей от частоты питания. Однако в последнем случае перемещение в действительности будет прерывистым, с величиной скачков, определяемой шагом электродвигателя.

2. *Большой диапазон подач, позволяющий осуществить этим* приводом как доводочную подачу, так и ускоренное установочное перемещение.

3. Электрические сигналы от управляющих устройств без преобразований передаются непосредственно на управление шаговым электродвигателем.

Системы с шаговыми двигателями особенно пригодны в автоматизированных станках с программным управлением.

В механизмах подачи, предназначенных для непрерывного перемещения, с бесступенчатым регулированием скорости в качестве привода, требующего большого диапазона регулирования, применяют систему Г — Д, а также электропривод с магнитным усилителем (ПМУ). Большую перспективу благодаря своему быстродействию, компактности, надежности, малым потерям и другим положительным качествам имеет электропривод со статическими преобразователями на тиристорах. В настоящее время для импульсной подачи начали применять тиристорный привод с двигателем переменного тока, работающий в шаговом режиме. Такой привод обладает меньшими габаритами, большей долговечностью, управление его проще.

Большие габариты и сравнительно малая жесткость длинной кинематической цепи, содержащей большое количество соединений и других податливых элементов, часто являются основными недостатками механического привода. К тому же повышенное трение в последних звеньях привода (винтовая, кулачковая, клиновая и другие пары) и изнашивание приводят к постепенному снижению точности подачи. На работу механизма отрицательно сказываются зазоры, особенно в последнем звене.

Однако надежность в работе механического привода, неизменность кинематически заданных величин и скоростей подачи в течение длительного времени делает применение его в ряде случаев наиболее целесообразным. Одновременно следует сказать, что особые конструктивные и технологические меры в приводах, специальные кинематические схемы механического привода позволяют им обеспечить исключительно высокие точностные показатели.

На рис. 33 показан механизм микроподачи, в котором в качестве последних звеньев привода применены две рычажные передачи *2* и *4*. Вследствие того, что винт *3* с гайкой, а также привод *5*

вращения винта смонтированы на качающемся корпусе *1*, передаточное отношение имеет следующий вид:

$$\frac{s_к}{s_в} = \frac{Rc}{ab}, \qquad (1)$$

где $s_к$ — перемещение оси шлифовального круга; $s_в$ — осевое перемещение винта относительно гайки; R, a, b, c — длины плеч рычажного механизма (см. рис. 33).

Как показали измерения, этот механизм обеспечивает высокую стабильность импульсных перемещений на 0,0001 *мм* и плавность непрерывной подачи со скоростью 0,01 *мм/мин*.

При конструировании механизмов микроподач особое внимание должно быть уделено жесткости привода, на которую решающим

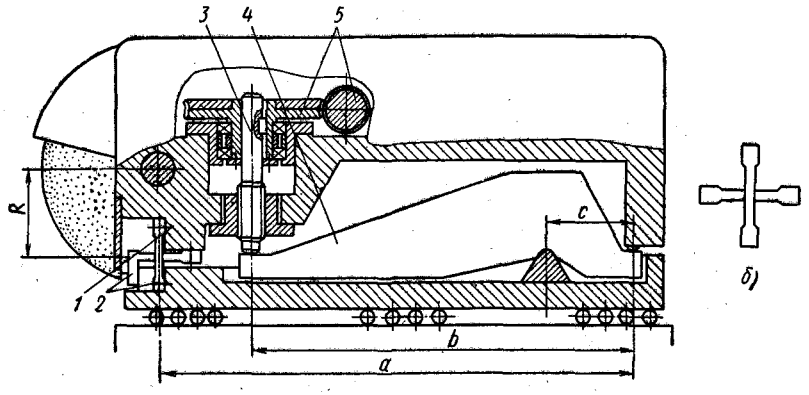


Рис. 33. Шлифовальная бабка с механизмом микроподачи прецизионного круглошлифовального станка мод. 3Е153:

а — общий вид; *б* — крестообразный пружинный шарнир

образом влияет податливость последнего звена кинематической цепи. Для обеспечения более высокой приведенной жесткости упругой системы привода в конце цепи следует располагать самотормозящуюся передачу с большим редуцированием. Это целесообразно и потому, что податливость последних звеньев привода за самотормозящейся передачей значительно влияет на технологическую жесткость станка.

Основную роль в податливости последнего звена играют деформации в направлении перемещения, т. е. растяжение — сжатие ходовых винтов, деформации в контактах подшипников, зацеплений и т. д. Вследствие сказанного и размеры этих элементов, определяющих жесткость, выбирают по возможности большими и значительно превышающими требования по другим критериям работоспособности (износостойкости, прочности). К тому же важную роль в обеспечении жесткости играет качество выполнения контактирующих поверхностей звеньев привода. Создание в системе

предварительного натяга при помощи пружины, груза, гидросистемы также способствует повышению жесткости.

В последнее время в приводах механизмов микроподач широко стали применять пару винт — гайка качения. Это устройство не только существенно снижает силы трения в приводе, обеспечивает высокий к. п. д., но и полностью устраняет зазоры в резьбе созданием предварительного натяга. Аналогичными преимуществами обладает гидростатическая винтовая пара, которая является более простой в технологическом отношении, чем винт — гайка качения, однако требует дополнительных гидроустройств.

К гидравлическим относят такие механизмы малых перемещений, в которых перемещаемый узел непосредственно связан либо с движущимся цилиндром, либо со штоком поршневого гидродвигателя.

Известно, что скорость движения поршневого гидродвигателя $V_п$ прямо пропорциональна расходу Q и обратно пропорциональна полезной (рабочей) площади поршня F. Следовательно, при стремлении получить возможно меньшие скорости перемещения следует уменьшать расход рабочей жидкости и увеличивать диаметр цилиндра. В целях обеспечения точного дозирования малых расходов жидкости для питания гидравлического двигателя применяют дроссельные или объемные регулирующие устройства. Возможно малые стабильные расходы, достигаемые этими устройствами, позволяют значительно сократить габариты силовых цилиндров.

При дроссельном регулировании на стабильность малых расходов жидкости и жесткость гидравлической системы влияет правильный выбор места установки дроссельного регулятора [3]. Установка дросселирующего устройства на входной магистрали в двигатель имеет ряд существенных недостатков. В данном случае труднее достичь высокой жесткости гидросистемы, а тепло, выделяемое при дросселировании, не удаляется в бак, а поступает в рабочие механизмы. Уменьшение вязкости масла из-за его нагрева увеличивает утечки, во избежание чего необходима повышенная точность изготовления деталей гидродвигателя и распределяющих механизмов. Поэтому дросселирующее устройство следует устанавливать в сливной магистрали.

Для того, чтобы исключить влияние нагрузки, воспринимаемой штоком, на расход жидкости, а следовательно, и на скорость гидродвигателя, применяют дроссельные регуляторы с гидравлическим редуктором, которые позволяют обеспечить при изменении нагрузки практически постоянный перепад давления на дросселе [3]. Однако распространенные конструкции дросселей с регуляторами надежно обеспечивают расходы жидкости не меньше 70 *см³/мин*, так как при меньших расходах наблюдается «заращивание» дросселирующих щелей [12]. Такие расходы слишком велики для современных механизмов микроподач. Даже дифференциальное подключение двух дросселей,

настроенных на расход не меньше 70 *см³/мин*, не обеспечивает стабильного регулирования вследствие различного реагирования обоих аппаратов на изменение нагрузки, а также температуры.

Изменение температуры рабочей жидкости при дроссельном регулировании в процессе работы является главным недостатком этого способа. Охлаждение рабочей жидкости в резервуаре не приводит к заметному улучшению, так как если температура в резервуаре и остается постоянной, то она изменяется в дросселе, что изменяет вязкость жидкости, проходящей через дроссель, и величину подачи. Некоторое улучшение в этом смысле может дать искусственный подогрев рабочей жидкости в резервуаре. Однако этот вариант связан с потерями времени, так как подогрев всей системы, в том числе и дросселя, до постоянной температуры осуществляется через длительное время после включения станка. Поэтому фирма «Микрон» (Швейцария) разработала дроссель, в который встроены нагревательные элементы, подогревающие до постоянной температуры рабочую жидкость, поступающую в дроссель. Так как в этом случае нагревается только дроссель и поступающая к нему жидкость, то уже через 10—15 *мин* после запуска станка обеспечивается стабильная подача, погрешность которой не превышает 4—6% [25]. Такой способ наиболее целесообразен и в отношении температурных деформаций станка.

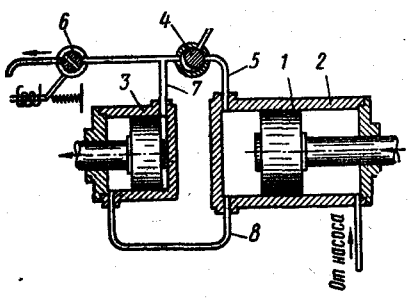


Рис. 34. Механизм врезания и быстрого подвода шлифовального круга

В ЭНИМСе разработана конструкция аппарата Г55-51В, в который встроен дроссель специальной конструкции, состоящий из двух частей. Одной части дросселя сообщается непрерывное вращение турбинкой, питаемой насосом низкого давления. Этот аппарат, подключаемый по схеме «на входе», исключает «заращивание» щели, имеет небольшую потерю энергии на дросселирование, обеспечивая тем самым стабильное регулирование расходов от 20—30 *см³/мин* при переменной нагрузке [12].

Зависимость расхода от температуры, а также от засорений может быть уменьшена с увеличением пропускной способности дросселя путем применения гидропривода с дифференциальным гидроцилиндром, как это делается в станках фирмы Жендрон (Франция) (рис. 34). Принцип действия такой схемы при малых рабочих перемещениях следующий. При закрытом кране *6* масло из левой полости цилиндра *2* через каналы *5* и *7* и дроссель *4*, настроенный на большое пропускание, поступает в правую полость цилиндра *3*. Поршень последнего, перемещаясь в направлении, указанном стрелкой, вытесняет из левой полости масло, которое через канал *8* поступает в левую полость цилиндра *2*. Разница вытекающего и поступающего в левую полость цилиндра *2* масла, получающаяся за счет разницы соответственно между увеличением объема полости цилиндра *3*, не имеющей штока, и уменьшением объема штоковой полости, приводит к уменьшению объема масла в левой полости цилиндра *2* и перемещению его поршня в направлении, указанном стрелкой.

Дифференциальная схема позволяет обеспечивать малую скорость перемещения поршня *1* при расходе в дросселе *4*, превышающем в несколько раз расход, который потребовался бы при простой схеме. Такого же эффекта можно достигнуть и при дискретном регулировании расхода [23], при котором постоянное открытие рабочей щели малой площади заменяется кратковременными открытиями рабочей щели значительно большей площади, т. е. постоянный расход малой величины заменяется импульсами сравнительно большего расхода при неизменном общем количестве рабочей жидкости, подаваемой в исполнительный двигатель.

При объемном принципе регулирования скорости подачи применяют насосы с механизмами изменения расхода; либо с бесступенчатым регулированием чисел оборотов насоса, либо с регулированием его рабочего объема. Обычно в качестве регуляторов применяют поршневые насосы с регулированием рабочего объема путем изменения угла наклона ведущего диска, с помощью которого изменяется величина хода поршей [3].

Утечки жидкости являются основной причиной, препятствующей получению малых расходов при этом принципе регулирования, в особенности при значительных колебаниях нагрузки и вязкости масла. Увеличение объемных к. п. д. регулирующих устройств путем чрезмерного уменьшения зазоров в местах уплотнения нецелесообразно, так как может вызвать заедания движущихся частей при температурных колебаниях, а также повышенный износ.

Однако увеличение точности и стабильности предельно малых расходов жидкости при объемном регулировании можно получить применением дифференциальных регуляторов расхода или других специальных устройств, или схем гидропривода, позволяющих либо компенсировать, либо уменьшать утечки жидкости, а также получить постоянство расхода жидкости, не зависящее от рабочей нагрузки [3], [4]. Опыт показывает, что объемное регулирование практически позволяет достигнуть малые стабильные подачи жидкости до 2—3 *см³/мин* [3].

Основными преимуществами гидравлического метода осуществления малых перемещений являются: простота бесступенчатого регулирования скоростей перемещений, возможность работать в следящей системе, сравнительная простота в конструктивном исполнении, особенно, когда используется общая гидросистема

станка. Однако рассмотренные выше недостатки, связанные с нестационарностью температурного режима в гидроприводе, с утечками и др., ограничивают применение данного способа, особенно в области весьма малых перемещений.

Исключение составляют те случаи, когда требуется осуществить движение подачи на сравнительно небольшом пути, что позволяет в приводе применять элементы типа сильфонов, мембран и др., исключающие указанные выше недостатки. На рис. 35, *а* показана схема механизма микроподачи, основанная на данном принципе. Перемещение винта — плунжера *1* вызывает повышение в камере *2* гидростатического давления, вызывающее незначительное перемещение центра плоской мембраны *3*, передающееся шлифовальной бабке, установленной на пружинном параллелограмме. Механизм обеспечивает перемещение на 0,0001 *мм*.

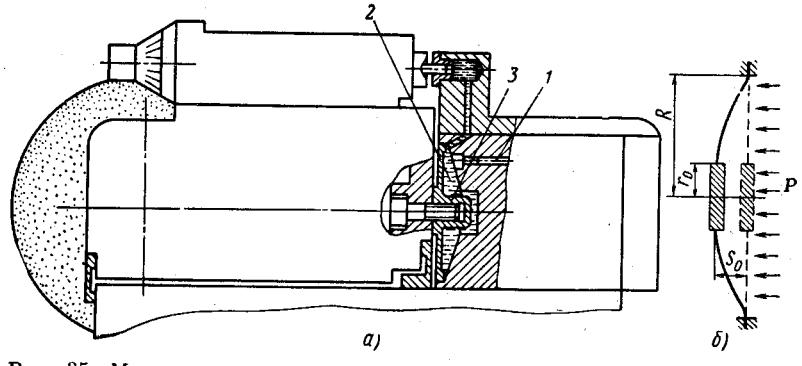


Рис. 35. Механизм микроподачи круглошлифовального станка особо высокой точности мод. 3В110

Для определения передаточного числа $i_м$ мембраны в указанном механизме необходимо знать отношение между перемещением плунжера 1 s_n и перемещением центра мембраны s_0, которое можно определить из уравнения (рис. 35, *б*):

$$i_м = \frac{s_n}{s_0} = \frac{4r_0^3 (c^2-1)^3}{3d^2 (c^4 - 1 - 4 \cdot c^2 \ln c)}, \qquad (2)$$

где r_0 — радиус жесткого центра; d — диаметр плунжера; c — соотношение $\frac{R}{r_0}$; R — рабочий радиус мембраны.

Для определения передаточного отношения механизма микроподачи, показанного на рис. 35, *а*, необходимо учесть жесткость подвесок шлифовальной бабки.

При гидромеханическом способе осуществления малых перемещений используется сильное понижение скорости перемещения поршней, плунжеров и качающихся лопастей неротационных гидроприводов, а также движения гидродвигателей ротационного типа

посредством механических элементов — зубчатой, зубчато-реечной, кулачковой, рычажной, винтовой и других передач.

Обладая преимуществами гидропривода — удобством в управлении, возможностью обеспечить любой цикл подачи, бесступенчатое регулирование скоростей перемещений и др., — гидромеханический привод, несмотря на сравнительную сложность и громоздкость конструкции, получил достаточно широкое распространение, особенно в автоматизированных станках, обладающих общей системой гидравлики. Так как данный привод работает со сравнительно большими расходами рабочей жидкости, практически отсутствуют недостатки гидроприводов, рассмотренных выше.

В гидромеханическом приводе целесообразно после гидравлической передачи располагать самотормозящееся звено привода. В этом случае податливость гидропривода не влияет на жесткость привода, находящегося под действием сил резания. Гидромеханический привод с поршневым гидродвигателем особенно удобно применять в случаях, когда общий ход требуемого перемещения невелик. Тогда механическая сильно понижающая передача (например, клин с очень малым уклоном) не вызывает необходимости в применении гидроцилиндра большой длины.

Действие *магнитострикционного привода* основано на использовании эффекта изменения длины ферромагнитного стержня под действием магнитного поля. В простейшем виде этот привод представляет собой помещенный в магнитное поле стержень, который закреплен одним концом к станине, а вторым концом соединен с подвижным узлом станка. При изменении напряженности магнитного поля длина стержня изменяется.

Величина магнитострикционного удлинения зависит от материала и физико-механических свойств стержня и определяется напряженностью магнитного поля и длиной намагничиваемой части стержня. Максимальное изменение длины стержня равно [6]:

$$\Delta l_{\max} = \lambda_s L, \qquad (3)$$

где λ_s — наибольшая относительная магнитострикция, иногда называемая магнитострикцией насыщения (например, для наиболее применяемого материала — никеля $\lambda_s = -35 \cdot 10^{-6}$); L — длина намагничиваемой части стержня.

При проектировании магнитострикционного привода механизма подачи следует иметь в виду, что магнитострикционные свойства материалов могут изменяться под воздействием ряда факторов. Известно, что величина магнитострикционного удлинения стержня меняется с изменением температуры, однако при характерных температурах работы станков (20—80° С) это изменение не столь существенно и в таком случае практически может не учитываться.

На величину магнитострикционного удлинения влияет и изменение внешней нагрузки на стержень и тем самым напряжение сжатия (растяжения) в нем. Для того чтобы это влияние было

незначительно, при проектировании следует стремиться, чтобы напряжение в стержне не превышало 0,9 *кГ/мм*^{2} [11]. Так как напряжения конечных звеньев механизмов подач ограничиваются условиями жесткости, их значения практически всегда будут ниже указанной величины. При строгой оценке точности малых перемещений необходимо учитывать, что магнитное поле оказывает влияние на величину модуля упругости материала и, следовательно, на жесткость упругой системы привода. Например, при намагничивании никелевого стержня до состояния насыщения величина модуля упругости увеличивается примерно на 10% [20].

Магнитострикционный привод отличается простотой и компактностью конструкции, имеет сравнительно малое количество стыков, вследствие чего обладает высокой жесткостью и малым трением.

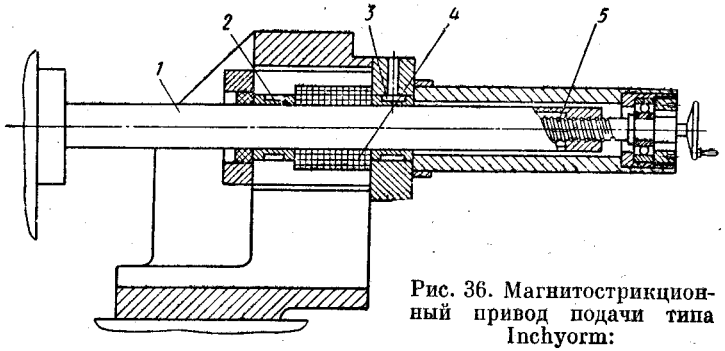


Рис. 36. Магнитострикционный привод подачи типа Inchyorm:

1 — магнитострикционный стержень; *2—3* — гидрозажимы; *4* — катушка намагничивания; *5* — винтовая передача для установочного перемещения

Высокая стабильность работы, а также незначительная инерционность привода позволяют применять его в системах автоматического регулирования для осуществления подналадочных перемещений, компенсирующих износ режущего инструмента, температурные деформации и др.

Существенным недостатком, ограничивающим практические возможности использования магнитострикционного привода, является сравнительно небольшая величина относительного удлинения, не превышающая 6—7 *мк* на 100 *мм* длины стержня. В тех случаях, когда необходимая длина хода значительно превышает указанную выше величину, применяется магнитострикционный привод, работающий с перехватами (рис. 36). Стержень одним концом соединяется с передвигаемым узлом и снабжается двумя зажимами, участок стержня между зажимами помещается в магнитное поле. При автоматическом включении с определенной последовательностью тока в катушку и правого, и левого зажимов, соединяющих свободный конец стержня с неподвижной частью станка, получим перемещение в виде последовательных малых перестановок. Если эти перестановки осуществлять с достаточно большой частотой, то можно получить врезное перемещение с заданной скоростью, хотя и прерывистое, но с ограниченной самим приводом величиной скачков.

Как показывают испытания, импульсные перемещения таких приводов характеризуются высокой стабильностью. Имеются приводы, относительная ошибка подачи которых не превышает 1,5% [6]. При заданном максимальном шаге импульсного перемещения и выбранном материале стержня с известной величиной относительной магнитострикции λ_s длину стержня L выбирают из соотношения (3).

Диапазон единичных импульсных подач зависит не только от длины стержня и режима магнитного поля, но и от осевой нагрузки на стержень и динамической характеристики его движения. С учетом этих величин выбирают поперечные размеры стержня.

По данным работы [6], для выбора площади поперечного сечения стержня можно использовать неравенство.

$$\frac{F_{cm}L}{E\Delta l} < s \leqslant \gamma \frac{LF_к}{E\Delta l_м}, \qquad (4)$$

где s — площадь поперечного сечения стержня; F_{cm} — сила статического трения на направляющих поверхностях; $F_к$ — сила кинетического трения на направляющих поверхностях; E — модуль продольной упругости материала стержня; $\Delta l_м$ — величина импульсной подачи; Δl — изменение длины участка стержня при отсутствии нагрузки, или шаг привода; $\gamma = 6 \div 10$ — коэффициент, зависящий от потерь в рассчитываемой системе.

Действительная величина импульсной подачи вследствие податливости элементов привода всегда будет меньше величины шага привода Δl, и это уменьшение прямо пропорционально осевой нагрузке.

Величина фактического перемещения, учитывая упругое сжатие стержня, определяется зависимостью

$$\Delta l_м = 2\left[\Delta l - \frac{F_к + R}{K}\right], \qquad (5)$$

где R — составляющая сил резания, направленная вдоль оси стержня; K — жесткость деформируемой части стержня.

Однако под действием сил сопротивления имеет место не только упругое сжатие стержня, но и упругая деформация элементов зажимов. В том случае, когда конструкция самих зажимов является жесткой, деформация в них определяется как упругая касательная деформация в затянутом стыке.

При использовании привода с перехватами для непрерывной подачи цикл работы зажимов должен повторяться с некоторой частотой p. Средняя скорость подачи при этом

$$V = \Delta l_м p, \qquad (6)$$

а для нормальной работы привода, т. е. для того чтобы не происходило проскальзывания в зажимах и фактическая скорость перемещения практически соответствовала скорости, найденной из равенства (6), необходимо выполнить условие [16]:

$$p \leqslant 0{,}15 \sqrt{\frac{F_к + R}{m\,\Delta l}}, \qquad (7)$$

где m — масса перемещаемого узла.

По равенству (6) регулирование скорости подачи может быть осуществлено изменением величин $\Delta l_м$ или p. Параметры обмотки намагничивающей катушки можно выбрать по данным работы [2].

Под действием тепла, выделяемого катушкой магнитного поля, стержень при продолжительной работе магнитострикционного привода получает температурное удлинение, что отрицательно влияет на точность работы привода. С увеличением силы питающего тока это явление усиливается. Поэтому в обмотках катушки плотность тока должна быть не более 2 *а/мм* ² [20].

Приведенные формулы (4)—(7) для определения параметров привода, работающего с перехватами, применимы и в случаях деформирования стержня другими способами.

Действие *термодинамического* привода малых перемещений основано на свойстве металлического стержня удлиняться при нагревании. Одним торцом стержень жестко крепят к неподвижной части станка, а другим — на перемещаемом узле.

При нагревании стержень удлиняется на величину

$$\Delta l_t = \alpha l \Delta t, \qquad (8)$$

где α — коэффициент линейного расширения; l — длина стержня; Δt — приращение температуры.

Стержень может нагреваться в результате пропускания электрического тока через спираль, охватывающую стержень, либо непосредственно через стержень. Ввиду меньшей тепловой инерции (нагревается непосредственно сам рабочий орган), меньших тепловых потерь и более простой конструкции предпочтение следует отдать последнему варианту. Для возврата стержня в исходное положение необходимо его охлаждение с помощью охлаждающей жидкости, пропускаемой через стержень, или сжатого воздуха. Поэтому стержень целесообразно выполнять полым, в виде цилиндра.

Термодинамический привод обладает высокой жесткостью, малым механическим трением, легкостью как бесступенчатого, так и ступенчатого регулирования скорости подачи, которое осуществляется регулированием скорости нагрева стержня с помощью реостата либо другого устройства. Термодинамический привод может обеспечивать также импульсные перемещения при подаче дозированного количества тепла, например, от индукционной нагревательной установки высокой частоты.

Однако такой привод имеет и существенные недостатки, ограничивающие возможность его применения. Из-за трудности обеспечения надежного и четкого регулирования охлаждения стержня термодинамический привод нереверсивен, тепловая инерция снижает быстродействие его работы, особенно при малых подачах. Тепловая инерционность привода не позволяет ему работать по принципу шагового привода с последовательной работой перехватов, когда требуемое перемещение на большую длину хода желательно производить с ограниченным нагревом. Термодинамический привод выделяет большое количество тепла (применяется нагрев до 100° С). Это требует специальных конструктивных мер для борьбы с вредным воздействием тепла на соседние узлы станка.

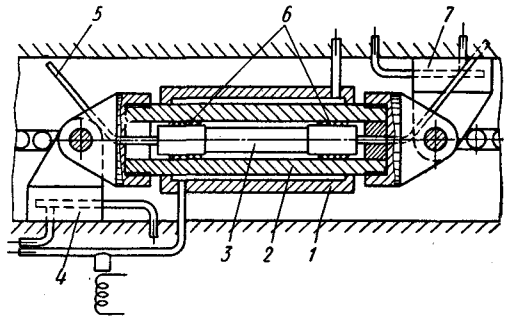


Рис. 37. Термодинамический привод подач фирмы «Фортуна» (ФРГ):

1 — рубашка; *2* — стержень нагреваемый; *3* — нагревательный элемент; *4* и *7* — башмаки; *5* и *8* — выводы; *6* — изоляторы

Оптимальным для приводного стержня следует считать материал, обладающий высоким коэффициентом линейного расширения и высоким модулем упругости. С целью повышения жесткости и точности работы привода площадь поперечного сечения стержня необходимо брать по возможности большей, однако следует учитывать, что увеличение поперечного сечения стержня приводит к увеличению нагреваемой массы и тем самым к увеличению расходуемой на нагрев мощности.

На рис. 37 показана принципиальная схема термодинамического привода, в котором нагреваемый стержень *2* жестко соединен с башмаками *4* и *7*, соответственно закрепленными на станине станка и салазках. В центральном отверстии стержня расположен нагревательный элемент *3*, через который пропускается электрический ток. Для возврата механизма стержень охлаждается водой, протекающей через камеру рубашки *1*.

Фирма «Форстер Мессавтоматик Наухейм» (ФРГ) выпускает термодинамический привод в виде отдельного блока, который может быть дополнительно пристроен к действующим шлифовальным или токарным станкам для осуществления малых подач [18]. В этом устройстве тепло к стержню подводится от индукционной нагревательной установки высокой частоты. Можно подавать строго дозированное количество тепла по команде измерительного прибора, контролирующего фактический размер обрабатываемых

деталей. Также по команде измерительного прибора может подаваться дозированное количество сжатого воздуха для охлаждения стержня, после чего салазки станка отводятся назад. Этим приводом гарантируется точность подачи салазок в пределах 0,0001 *мм*.

Принцип действия *упруго-силового привода* основан на восстановлении первоначальной формы предварительно деформированного упругого элемента (стержня, пружины, рессоры и др.), жестко связанного с неподвижным и передвигаемым узлами станка. Предварительное нагружение можно производить гидравлически или электромеханически.

При необходимости осуществления перемещения на большой длине хода можно применять упруго-силовые приводы двух типов: 1) в качестве упругого элемента применены детали типа рессор, пружин, допускающие значительные упругие деформации, однако такой привод имеет малую жесткость; 2) шаговый привод, работающий с перехватами аналогично магнитострикционному движителю.

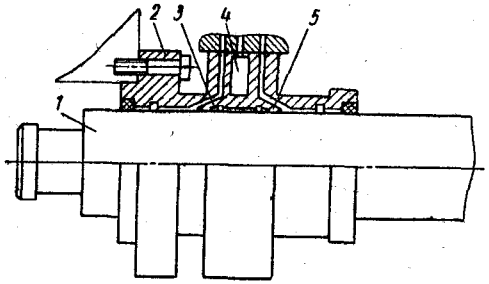


Рис. 38. Упруго-силовой механизм микроподачи фирмы «Сперрли Гироскоп» (Англия):

1 — шток; *2* — цилиндр; *3* и *5* — гидрозажимы; *4* — кольцевая камера

Обладая основными преимуществами магнитострикционного привода, упруго-силовой шаговый привод допускает, кроме того, когда это необходимо, получить большой шаг. Однако механизм нагружения стержня в этом случае усложняет конструкцию привода по сравнению с магнитострикционным, особенно при использовании электромеханического способа нагружения.

Величина импульсного перемещения при упруго-силовом приводе с перехватами может регулироваться изменением силы сжатия стержня либо изменением расстояния между зажимами. Последний вариант конструктивно более сложен и применим в тех случаях, когда сила сжатия постоянная, например, создаваемая действием груза. Быстрота действия упруго-силового привода с перехватами так же, как и магнитострикционного, определяется быстротой работы зажимов, так как упругая деформация стержня происходит с большой скоростью.

При проектировании упруго-силового привода следует иметь в виду, что величина импульсной подачи определяется жесткостью сжимаемого (растягиваемого) элемента, однако и тут необходимо ввести поправку, учитывающую податливость консольной части штока, зажимных устройств, упругую касательную податливость

зажима и других элементов, деформация которых под действием осевой силы сопротивления (сила трения, резания) влияет на точность перестановки.

На *рис. 38* показан привод механизма микроподачи, работа которого основана на упруго-силовом принципе с перехватами. Привод имеет шток *1*, связанный с передвигаемым узлом и проходящий через цилиндр *2*, жестко скрепленный с основанием и имеющий два гидрозажима *3* и *5*. Между зажимами находится кольцевая камера *4*, деформируемая в осевом направлении гидродавлением, отчего меняется расстояние между гидрозажимами. При последовательном включении и выключении зажимов и подачи давления в камеру шток с жестко закрепленным узлом перемещается импульсами по 0,25 *мк*.

МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ТРЕНИЯ НА ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

По характеру трения в опорной поверхности перемещения механизмы микроподачи делятся на следующие основные типы: со смешанным трением скольжения; с трением качения; с жидкостным трением (гидростатическим и гидродинамическим); с воздушным трением (аэростатическим); с внутренним трением (деформации упругого элемента). Если перед механизмом микроподачи не ставят высоких требований по точности перемещения или вес перемещаемого элемента сравнительно невелик, обычно применяют направляющие скольжения как наиболее простые и дешевые.

Для повышения равномерности и точности перемещения по направляющим скольжения существует ряд способов, направленных главным образом на уменьшение разницы между коэффициентами статического и кинетического трения. Наряду с подбором соответствующих материалов трущейся пары значительное улучшение точностных показателей обеспечивают применяемые для смазки направляющих специальные антискачковые масла (например, ВНИИ НП-401) [16]. К некоторому увеличению чувствительности перемещения приводит создание вынужденных колебаний в движущемся органе станка установкой на нем дисбалансного вибратора. Наилучший эффект получается, когда частота возбуждаемых колебаний близка к резонансной частоте бабки. Однако не следует забывать, что вибрации могут оказывать неблагоприятное влияние на качество обрабатываемой поверхности.

Эти и аналогичные меры часто недостаточны для качественного осуществления весьма малых перемещений. Тогда целесообразно применять опоры с трением качения, полным жидкостным или внутренним трением. В области малых скоростей перемещения создание гидродинамической разгрузки со стабильным режимом жидкостного трения без специальных мер невозможно. Возможной реализацией гидродинамического эффекта в направляющих являются вращающиеся направляющие фирмы Малькус (Швеция)

в виде круглых валков в многовкладышных гидродинамических полуподшипниках с самоустанавливающимися вкладышами. Перемещаемый узел закреплен на валках при помощи аналогичных полуподшипников. Валки приводятся во вращение, и благодаря гидродинамическому эффекту образуется масляная пленка, толщина которой не зависит от скорости движения узла. Однако конструкция сильно усложняется, сказываются биения валков и т. д.

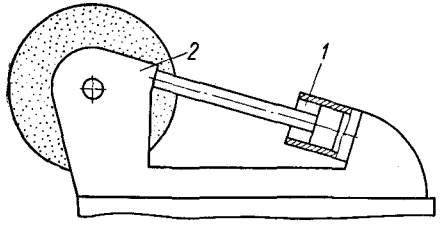


Рис. 39. Шлифовальная бабка со встроенным механизмом микроподачи фирмы «Джон Шипман» (Англия)

В том случае, когда механизм микроподачи должен соответствовать высоким требованиям по точности и чувствительности, исчисляемым десятыми и даже сотыми долями микрона при небольшой общей величине хода, наиболее целесообразным является применение упругих элементов вместо шарниров или направляющих. Упругие шарниры и направляющие не имеют внешнего трения, обеспечивают беззазорное соединение узлов, обладают высокой жесткостью, не нуждаются в регулярном уходе, смазке, не боятся загрязнений и обладают большой надежностью, просты в изготовлении. Недостаток упругих шарниров и направляющих заключается

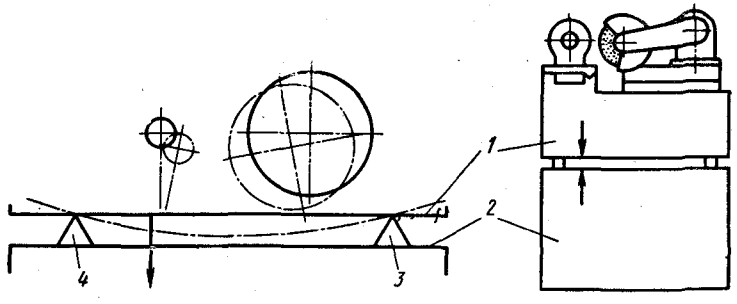


Рис. 40. Способ осуществления микроподачи в круглошлифовальном станке фирмы «Браун и Шарп» (США):

1 — каретка; *2* — станина; *3* и *4* — опоры каретки

в ограниченности величин перемещений, вследствие чего для быстрого установочного перемещения узла требуется предусмотреть дополнительные направляющие.

Количество стыков может быть уменьшено использованием в качестве упругого элемента одной из корпусных деталей станка. Например, на рис. 39 показано, как микроподача осуществляется деформацией корпуса шлифовальной бабки *2* под действием силы

от поршня в гидроцилиндре *1*. На рис. 40 показана схема осуществления чувствительного сближения шлифовального круга с деталью на прецизионном круглошлифовальном станке. Сила на каретку шлифовальной бабки в вертикальном направлении вызывает ее упругую деформацию и тем самым сближение круга с деталью. На рис. 41 показана шлифовальная бабка с гидростатическим механизмом микроподачи, осуществляемой деформацией корпуса шлифовальной бабки *1*, получаемой при нагнетании масла в рабочую полость цилиндра *2*, и удлинением последнего в осевом направлении.

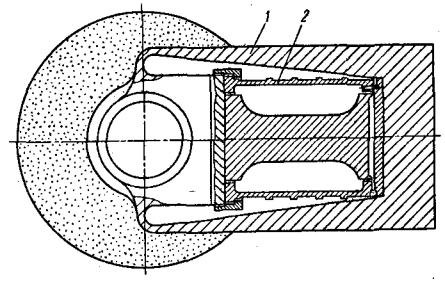


Рис. 41. Шлифовальная бабка с гидростатическим механизмом микроподачи фирмы «Кейли» (Англия)

В качестве специальных упругих элементов наибольшее распространение получили плоские металлические пружины, применяемые и в опорах, и в направляющих. В последнее время появляются направляющие, в которых перемещение происходит в результате деформации слоистого упругого элемента (рис. 42); он состоит из тонких пластин металла, между которыми расположены слои из резины или другого резиноподобного материала. Такие элементы обладают высокой жесткостью

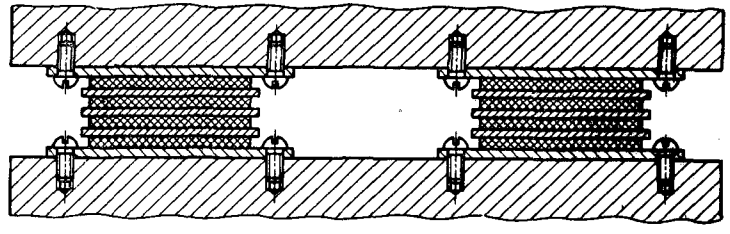


Рис. 42. Направляющие с упругими элементами для малых точных перемещений (Авт. свид. № 194481, Ривин Е.И. и Левин Г.А. Направляющие для малых перемещений, Бюллетень изобретений №8, 1967).

на сжатие и гораздо меньшей жесткостью на сдвиг, определяемой зависимостью

$$K_{сд} = G\frac{ab}{nh}, \qquad (9)$$

где ab — площадь элемента; G — модуль сдвига резины; n — число слоев; h — высота каждого слоя резины.

При желании увеличить податливость элемента следует увеличить или число слоев, или толщину каждого слоя; однако, чем

меньше h, тем выше жесткость элемента на сжатие. Высокие демпфирующие свойства резины в ряде случаев дают преимущество направляющим с этими элементами перед металлическими упругими направляющими.

Рассмотрим несколько примеров применения специальных упругих элементов в механизмах тонких подач.

В механизме микроподачи, показанном на рис. 33, *а*, шлифовальная бабка *1* качается вокруг крестообразной упругой опоры *2* (рис. 33, *б*). Центр вращения такой опоры смещается при изменении нагрузки и угла поворота, однако практически это смеще-

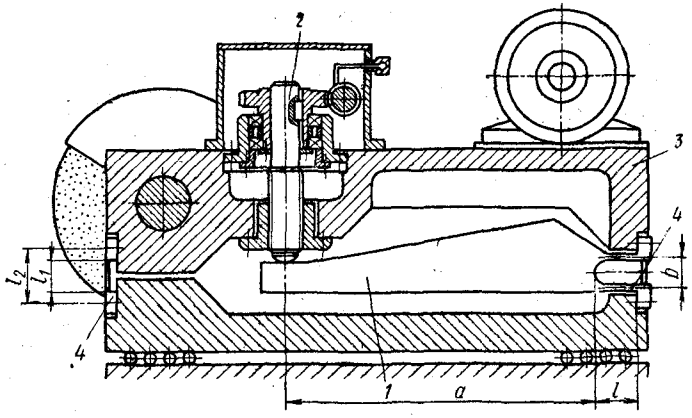


Рис. 43. Шлифовальная бабка с механизмом микроподачи прецизионного круглошлифовального станка

ние незначительно и с достаточно высокой точностью можно считать стабильным, находящимся в геометрическом центре пересечения пружин.

Параметры пружин, с одной стороны, определяются требованиями к жесткости узла, с другой — максимальной величиной перемещения бабки и зависящими от этого усилиями, действующими в механизме, так как чрезмерно большие нагрузки в конце хода могут вызвать большие силы трения в трущихся парах привода, а также значительные напряжения в элементах крепления пружин.

На рис. 43 показан механизм микроподачи прецизионного круглошлифовального станка, шлифовальная бабка которого перемещается на упругих направляющих, выполненных в виде двух параллельных друг другу плоских пружин *4*. В этом механизме последнее звено привода, т. е. рычаг *1*, подвешено также на упругом шарнире, в виде одной плоской пружины. Известно, что при небольших углах поворота рычага такой шарнир обеспечивает практически постоянное положение оси поворота. Рас-

стояние от плоскости крепления рычага до оси поворота зависит от характера нагрузки пружины. Например, при нагрузке моментом ось поворота рычага находится по середине длины пружины. Из соображений повышения жесткости рычаг *1* со шлифовальной бабкой соединен также посредством упругого шарнира — плоской пружины. Такая конструкция опор рычага позволяет получить большое передаточное отношение.

Передаточное число указанного механизма (отношение перемещений винта *2* и корпуса *3*)

$$i_n = \left[i + \frac{1}{12i}\left(\frac{l}{b}\right)^2\right]\left(1 + \frac{W_м}{W_n}\right), \qquad (10)$$

где $i = \dfrac{a + \frac{1}{2}l}{b}$; a и b — длины плеч рычага (см. рис. 43); l — рабочая длина пружины; W_n — податливость пружинной подвески корпуса; $W_м$ — податливость пружин рычага (механизма подачи) в направлении подачи.

Выражение в квадратных скобках определяет передаточное отношение рычага, подвешенного на плоской пружине, а выражение в круглых скобках учитывает то, что при перемещении корпуса *6* в результате деформации пружинного параллелограмма (подвески корпуса) возникает сила и деформирует пружины рычага, уменьшая тем самым перемещение корпуса. Формула (10) не учитывает влияния подвижности неподвижных концов пружин вследствие деформации корпусов и контактов. Для уменьшения этого влияния элементы корпусов и рычага, подвергающиеся нагрузкам, возникающим при работе механизмов, должны иметь значительно более высокую жесткость, чем пружины шарнира.

Податливости W_n и $W_м$ должны учитывать как деформацию самих пружин соответственно подвески и рычага, так и контактные деформации. Например, податливость передней или задней пружин подвески выражается как сумма податливости самой пружины и контактной податливости мест ее закрепления от изгибающего момента и растяжения — сжатия соответственно:

$$W_n = \frac{l_1}{12EJ} + \frac{l_2^2 k}{2J_к} + 2\frac{k}{F_к}, \qquad (11)$$

где $F_к$ — площадь одного контакта крепления; $J_к$ — момент инерции площади контакта относительно центральной оси; l_1 — длина рабочей части пружины; l_2 — расстояние между центрами тяжести площадей контакта; k — коэффициент нормальной контактной податливости. Для шлифованной стальной пружины и шабреного (25—30 пятен на площади 25×25 *мм*²) чугунного корпуса $k = 0{,}025 \cdot 10^{-4}$ *см*³/*кГ*.

Таким образом, задавшись суммарной жесткостью узла, например, шлифовальной бабки, и передаточным отношением механизма, мы можем определить параметры пружин рычага и подвески.

Для увеличения точности передаточного отношения следует стремиться к уменьшению отношения $\frac{W_м}{W_п}$, так как $W_м$ и $W_п$ зависит от коэффициента контактной податливости, который, в свою очередь, зависит от качества выполнения контактирующих поверхностей и может несколько колебаться в партии деталей.

Погрешности расчета, а также неучтенное влияние в некоторых случаях неизбежных деформаций корпусов возможно и целесообразно исключить на первом образце механизма. При этом компенсация производится посредством изменения толщины пружин подвески.

Исследования механизма микроподачи, изображенного на рис. 43, показали, что поле рассеяния фактического перестановочного перемещения при величинах импульсной подачи 0,01 и 0,1 *мк* не превышает 5%. Механизмы микроподачи с упругими опорами обладают практически идеальной чувствительностью.

Глава IV. ШАРИКОВЫЕ ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ[1]

КОНСТРУКЦИИ СОЕДИНЕНИЙ

Шариковое шлицевое соединение имеет следующие преимущества по сравнению с обычным зубчатым (шлицевым) соединением: 1) многократно меньшие усилия перемещения, в том числе под нагрузкой в условиях значительных опрокидывающих моментов; 2) почти полная независимость силы трения от скорости, что благоприятно в отношении обеспечения равномерности движения; 3) возможность полного устранения зазора. Эти преимущества определяют случаи необходимости применения шарикового шлицевого соединения в машинах — для передачи крутящего момента в условиях отсутствия зазоров в соединении и для обеспечения легкости, плавности и надежности перемещения под нагрузкой.

Недостатком шариковых соединений является трудоемкость и сложность изготовления, в связи с чем они могут найти применение в основном в прецизионных станках.

Шариковое шлицевое соединение состоит из вала и втулки с совмещенными шлицами, в которых размещаются шарики, передающие нагрузку (рис. 44 и 45). При движении втулки шарики перемещаются по замкнутой траектории, состоящей из рабочего канала *1*, образуемого канавками вала и втулки, канала возврата *2*, находящегося обычно во втулке, и каналов поворота *3* и *4*.

Каналы возврата размещаются в тех же радиальных сечениях, что и рабочие каналы (см. рис. 44), или непосредственно у внутренней поверхности втулки (см. рис. 45). В последних случаях

[1] Глава написана совместно с Л. Б. Котляренко.

диаметральные габариты соединения уменьшаются. При этом перемещение шариков в каналах возврата обеспечивается наличием радиального и бокового зазоров, каналы поворота расположены частично во втулках, а частично в торцовых крышках.

В конструкции на рис. 45, *а* канал возврата образован пазами у внутренней поверхности втулки, в конструкции по рис. 45, *б*

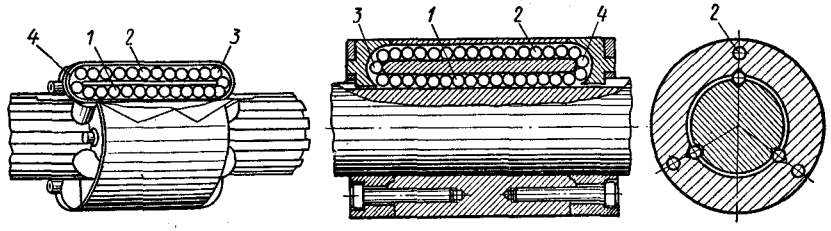


Рис. 44. Шариковые шлицевые соединения с радиальным расположением каналов возврата:

а — со штампованными торцовыми крышками; *б* — с массивными торцовыми крышками

каждый выступ вала размещается между двумя выступами втулки, причем с одной стороны выступа вала расположен рабочий канал *1*, с другой — канал возврата *2* [патент ФРГ кл. 47с 7 (F06d), № 1084091], в конструкции по рис. 45, *в* выступ образован штампованной скобой (патент США кл. 64—24, № 3304745).

Известные шариковые шлицевые соединения можно разделить на две группы: 1) соединения с зазором, применяемые для обеспе-

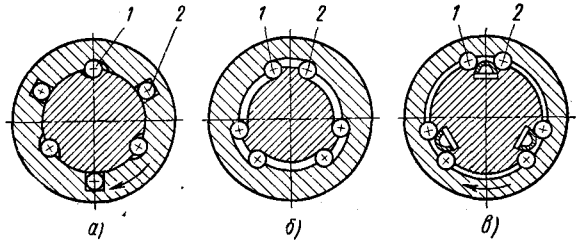


Рис. 45. Шариковые шлицевые соединения с тангенциальным расположением каналов возврата

чения легкости и плавности перемещения; 2) соединения без зазоров, работающие с некоторым натягом и применяемые для получения высокой точности.

В соединениях с зазором обычно применяется полукруглый профиль (рис. 46, *в*), в соединениях без зазора — профиль «стрельчатая арка» (рис. 46, *а*). Эти профили образуются дугами окружностей, центры которых смещены относительно центров шариков.

Радиус профиля r_1 выбирают близким радиусу шарика r для того, чтобы максимально снизить контактные напряжения. Обычно применяют $\frac{r_1}{r} = 1{,}03 \div 1{,}05$. Соединения с полукруглым профилем просты в изготовлении. Соединения с профилем «стрельчатая арка» обладают высокой нагрузочной способностью и позволяют осуществить натяг.

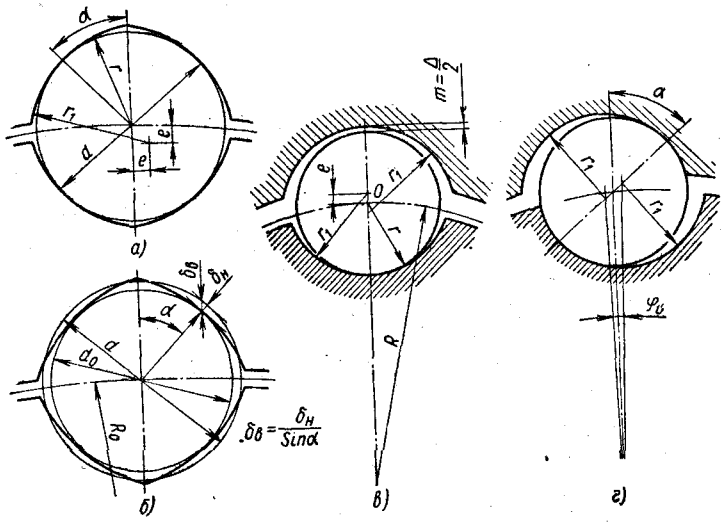


Рис. 46. Схемы взаимного расположения деталей соединения с профилем «стрельчатая арка» (*а* и *б*) и с полукруглым профилем (*в* и *г*);

а — с «нулевым» натягом; *б* — с натягом $\delta_н$; *в* — с зазором без нагрузки; *г* — с зазором после приложения нагрузки

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ, ЖЕСТКОСТЬ, СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ

В общем виде нагрузки, воспринимаемые шариковым шлицевым соединением, можно представить как крутящий момент $M_к = PR_1 \cos\beta$ и радиальную силу $P = \sqrt{P_o^2 + P_k^2}$ (рис. 47).

Сила, воспринимаемая каждым шариком (по нормали к площадке контакта) от действия момента $M_к$ (в *кГсм*)

$$Q_к = \frac{2M_к}{z_ш z D \sin\alpha}\ кГ.$$

Сила на наиболее нагруженный шарик от действия радиальной силы P *кГ* (для соединения с профилем «стрельчатая арка»)

$$Q_p = \frac{PK_p}{zz_ш}\ кГ,$$

где $z_ш$ — число шлицев; $z = 1 + \frac{l}{d}$ — число шариков в одной канавке; D — диаметр окружности расположения центров шариков в *см*; d — диаметр шарика в *см*; l — рабочая длина в *см*; α — угол контакта в градусах; K_p — коэффициент, учитывающий число шлицев.

Значения K_p без учета погрешностей изготовления следующие: при трех шлицах — 1,95, четырех — 2,0; пяти — 2,1, шести — 2,2. Значения K_p получены из рассмотрения условий равновесия и равенства упругих перемещений в направлении действия силы [13]. В общем виде формулу для определения суммарной силы Q на шарик от действия $M_к$ и P удобно выразить через приведенный момент M:

$$Q = \frac{2M}{z_ш z D \sin\alpha}\ кГ,$$

где $M = M_к\left(1 + c\frac{PD}{M_к}\right)$; $c = 0{,}5\ K_p \sin\alpha$.

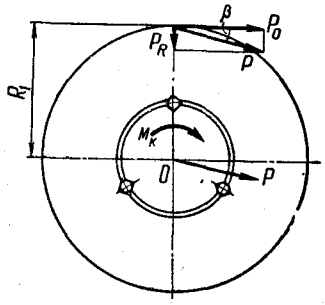


Рис. 47. Нагрузки, действующие на соединение

Для трехшлицевого соединения с $\alpha = 45°$ $c \approx 0{,}7$, для большего числа шлицев $c = 0{,}7 \div 0{,}8$ (нижние значения для меньшего числа шлицев, верхние для большего).

Наибольшие контактные напряжения и сближения:

$$\sigma = k_1 \sqrt[3]{\frac{Q}{d^2}}\ кГ/см^2;\quad \delta = k_2 \sqrt[3]{\frac{Q^2}{d}}\ мк.$$

Связь между сближениями и контактными напряжениями следующая:

$$\delta = k_3 d\sigma^2\ мк.$$

Здесь k_1, k_2, k_3 — коэффициенты, определяемые для соединения с профилем «стрельчатая арка» по табл. 4 в зависимости от отношения радиусов кривизны $\xi = \frac{r_1}{r}$

Таблица 4

Значения коэффициентов k_1, k_2, k_3

Коэффициенты	При ξ						
	1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,10
k_1 $(кГ/см^2)^{2/3}$	3650	4180	4550	4860	5060	5200	5300
k_2 $(см/кГ^2)^{1/3}$	0,45	0,49	0,51	0,54	0,55	0,57	0,59
k_3 $мк \cdot см^3/кГ^2$	$3{,}4 \cdot 10^{-8}$	$2{,}8 \cdot 10^{-8}$	$2{,}5 \cdot 10^{-8}$	$2{,}3 \cdot 10^{-8}$	$2{,}2 \cdot 10^{-8}$	$2{,}1 \cdot 10^{-8}$	$2{,}1 \cdot 10^{-8}$

Приведенные выше формулы получены преобразованием известных зависимостей для сжатия тел с начальным контактом в точке [13], [18].

Для соединения с предварительным натягом, если внешние нагрузки невелики, и в соединении после приложения нагрузки остается натяг, наибольшие контактные напряжения и сближения определяются по формулам:

$$\sigma_{max}=\sqrt{\frac{\delta+\delta_н}{k_3 d}}\ \kappa Г/см^2,\quad \delta=\frac{\kappa_2^{1,5}M_к}{1{,}5z_ш lD\sin\alpha}\sqrt{\frac{d}{\delta_н}}\ мк,$$

где $\delta_н = 0{,}25\Delta\sin\alpha$ — натяг, приходящийся на один контакт по нормали к площадке контакта, в *мк*.

Контактные напряжения только от натяга

$$\sigma=k_1\sqrt[3]{\frac{Q_н}{d^2}}\ \kappa Г/см^2;$$

$Q_н=\sqrt{\frac{d\delta_н^3}{k_2^3}}$ — нагрузка на площадке контакта от натяга в *кГ*.

Допускаемый по прочности поверхностных слоев приведенный момент в соединении

$$M=0{,}5\frac{[\sigma]^3}{k_1^3}\xi_н z_ш ldD\sin\alpha=\sigma_{усл}z_ш ldD\xi_н\ \kappa Гсм,$$

где $[\sigma]$ — допускаемое контактное напряжение в $\kappa Г/см^2$; $\sigma_{усл}$ — условное напряжение в $\kappa Г/см^2$, при $\alpha=45°$ и $\xi=1{,}05$ $\sigma_{усл}=3{,}76\cdot 10^{-12}[\sigma]^3$; $\xi_ч$ — коэффициент, зависящий от твердости рабочих поверхностей.

HRC	60	57	55	52	50	45	40
$\xi_н$	1	0,9	0,8	0,6	0,5	0,3	0,2

Для соединения с $\xi = 1{,}05$ и $\alpha = 45°$ из цементуемых и закаливаемых сквозной закалкой сталей $\sigma_{усл} = 160\ \kappa Г/см^2$, из азотируемых сталей [1] $\sigma_{усл} = 100\ \kappa Г/см^2$. При низком качестве изготовления (отклонения углов между шлицами 3—4′) указанные значения моментов следует снижать в 1,5 раза, при высоком качестве изготовления (отклонения углов меньше 1′) повышать на 20—30% *. Формулы получены из рассмотрения условий равновесия соединения [13].

[1] Эти значения соответствуют сталям с невысокой твердостью сердцевины *HRC* 26—28. Для сталей с твердостью сердцевины *HRC* 34 эти значения могут быть повышены на 20—30%.

* При необходимости в случае точного изготовления допускаемые моменты могут быть еще немного увеличены. Моменты, допускаемые фирмой Сагинау для централизованно изготовляемых соединений, выше вычисленных по предлагаемым формулам на 50—70%.

Допускаемые давления вычислены с учетом погрешностей изготовления и с введением коэффициента безопасности, равного 1,25. Погрешности углов между канавками в среднем приняты равными 1—1,5′, разноразмерность шариков в комплекте 2 *мк*. Приняты следующие значения допускаемых давлений на площадках контакта *: для сталей с большой глубиной упрочненного поверхностного слоя (цементованных и закаленных типа ШХ15, 20Х и т. п.) при твердости поверхности *HRC* 60 при нормальной точности изготовления $[\sigma] = 35\,000\ \kappa Г/см^2$, для азотируемых сталей (марок 30Х3ВА, 40ХФ, 38ХМЮА) $[\sigma] = 30\,000\ \kappa Г/см^2$.

Для шариковых шлицевых соединений в станках расчет на выносливость поверхностных слоев имеет подчиненное значение и принципиально не отличается от расчета подшипников качения. Допускаемая нагрузка по выносливости поверхностных слоев определяется делением допускаемой статической нагрузки на коэффициент долговечности k:

$$k=k_Q\sqrt[3]{\frac{60Tn_ц}{10^6}},$$

где T — расчетный срок службы в *ч*; $n_ц$ — число циклов нагружений в минуту; k_Q — коэффициент, учитывающий переменность режима работы.

Предел выносливости при 10^6 циклов нагружений принят $35\,000\ \kappa Г/см^2$. Если $k \leqslant 1$, то нагрузка, вычисленная из условия статической прочности, допустима и из условия долговечности.

Угол упругого поворота втулки относительно вала при нагружении соединения крутящим моментом $M_к$

$$\varphi=\frac{4\delta}{10^4 D\sin\alpha}\ рад.$$

Для соединения с зазором Δ_0 общий угол поворота определяется как сумма углов φ поворота для соединения без натяга и угла $\varphi_0=\frac{\Delta_0}{10^4 D}$ поворота на величину зазора, где Δ_0 — диаметральный зазор.

Для соединения без предварительного натяга сила, необходимая для перемещения втулки (сила сопротивления):

$$T=\frac{4f_к M_к}{dD\sin\alpha}\ \kappa Г,$$

где $f_к$ — коэффициент трения качения в $1/см$.

* В шарикоподшипниках, имеющих твердость колец *HRC* 63, допускаемое контактное напряжение принимается 42 000—44 000 $\kappa Г/см^2$. Для шариковых шлицевых соединений допускаемое напряжение уменьшено из-за более сложной в технологическом отношении конструкции и менее совершенной технологии.

Для соединений с натягом к этой величине прибавляется еще начальная сила трения:

$$T_0 = \frac{4f'_к Q_н z z_ш}{d} \text{ кГ}.$$

Вследствие повышенного проскальзывания на площадках контакта (в связи с наклоном площадок контакта по отношению к оси вращения) принимается повышенное значение коэффициента трения качения $f'_к > f_к$. Здесь приближенно действие внешних сил и сил предварительного натяга рассматривается независимо. Погрешность такого приближения в преобладающем большинстве случаев невелика. Для соединения с $\xi = 1{,}05$ и $\alpha = 45°$ сила натяга и начальная сила трения $Q_н = 0{,}204\sqrt{d\Delta^3}$, $T_0 = 0{,}815 f'_к z z_ш \Delta \sqrt{\frac{\Delta}{d}}$.

Обработка экспериментов, выполненных на трех соединениях, показала, что в среднем $f_к = 0{,}0007$ *см*, $f'_к = 0{,}002$ *см*. Полученные значения $f_к$ близки к значениям $f_к$ для передач винт—гайка качения. Эксперименты выполнялись при тщательной пригонке сухариков, в противном случае силы сопротивления могут быть значительно больше. Для надежности в расчетах следует принимать $f_к = 0{,}001$ *см*, $f'_к = 0{,}002$ *см*. В приведенных выше формулах влияние радиальной силы P не учитывается, так как в большинстве случаев оно невелико. При необходимости дополнительная сила сопротивления от радиальной силы может быть оценена по формуле

$$T = \frac{4f_к}{d} Q_p z.$$

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Диаметр окружности расположения центров шариков и диаметр шариков. При заданном диаметре вала диаметр окружности расположения центров шариков выбирают больше диаметра вала на 2—3 *мм*. При заданном наружном диаметре втулки диаметр окружности расположения центров шариков определяется необходимостью размещения каналов возврата во втулке. С увеличением диаметра шариков повышается нагрузочная способность и жесткость соединения и уменьшается тяговое усилие, однако возрастают общие размеры соединения и уменьшается прочность вала.

Для повышения нагрузочной способности и жесткости передачи и уменьшения тягового усилия желательно стремиться к выполнению условия $dD = \max$ [13]. При заданном наружном диаметре втулки и технологически допустимых толщинах перемычек оптимальные размеры соединения с точки зрения получения наилучших показателей работоспособности определяются соотношением

$d/D = 0{,}2$. Для валов больших диаметров отношение $d/D = 0{,}2$ приводит к значительному увеличению размеров передачи; поэтому для них, особенно при небольших внешних нагрузках, следует выбирать d/D меньшим, порядка 0,13—0,16. В соединениях фирмы Сагинау значения d/D колеблются в пределах 0,1—0,3: меньшие значения — для валов больших диаметров, большие — для малых.

Число шлицев соединения может быть выбрано от трех и более. С увеличением числа шлицев нагрузочная способность и жесткость возрастают в несколько меньшей степени из-за неравномерного распределения нагрузки между шлицами, связанного с погрешностями изготовления. Наиболее простым с технологической точки зрения является трехшлицевое соединение, так как в нем проще обеспечить одинаковую глубину впадин при шлифовании. Нагрузочная способность и жесткость трехшлицевого соединения достаточно высоки и примерно равны нагрузочной способности и жесткости обычного шестишлицевого соединения скольжения тех же размеров.

Материал и термическая обработка. Основным требованием, предъявляемым к материалу вала и втулки, является обеспечение высокой твердости рабочих поверхностей (не ниже *HRC* 60). С понижением твердости резко снижается нагрузочная способность. При твердости *HRC* 55 нагрузочная способность в 1,3 раза ниже, чем при твердости *HRC* 60, а при *HRC* 50 — в 2 раза ниже. Толщина слоя высокой твердости, остающегося после механической обработки, должна быть такова, чтобы обеспечивать отсутствие продавливания. Кроме того, должно быть обеспечено сохранение размеров и формы деталей во времени. Для удовлетворения этих требований возможно применение трех типов сталей и методов термической обработки: 1) высокоуглеродистых сталей типа инструментальных или шарикоподшипниковых с объемной закалкой (9ХС, ХВГ, ШХ15); 2) цементуемых сталей с последующей закалкой (20Х, 12ХН3, 18ХГТ); 3) азотируемых сталей (38ХМЮА, 30Х3ВА, 40ХФ, 18ХГТ).

Соединения из высокоуглеродистых сталей с объемной закалкой имеют наибольшую нагрузочную способность, но дают существенные остаточные деформации после закалки. Рабочие профили вала и втулки после термической обработки необходимо подвергать окончательной механической обработке (шлифованию или притирке). В деталях из этих сталей при сборке невозможно производить механическую обработку, в частности сверление отверстий под штифты. Соединения из цементуемых сталей обладают примерно такой же нагрузочной способностью и также должны подвергаться окончательной механической обработке после закалки. Их достоинством является возможность сверления отверстий под штифты при сборке и, как правило, отсутствие трещин при шлифовании. Соединения из азотируемых сталей

допускают меньшие нагрузки (в 1,5 раза ниже, чем из шарикоподшипниковых сталей) и имеют относительно малую толщину упрочненного слоя, что создает опасность продавливания слоя при случайных перегрузках. Важным преимуществом этих сталей является малое изменение формы (коробление) после термической обработки. При применении этих термически обработанных сталей для втулок отпадает необходимость в шлифовании рабочего профиля, значительно снижается трудоемкость их изготовления.

Точность изготовления. Для получения беззазорных соединений с хорошей работоспособностью элементы шариковых шлицевых соединений должны быть обработаны с высокой точностью.

Наиболее ответственными размерами шариковых шлицевых соединений являются следующие:

1. Углы расположения рабочих канавок. От точности этих углов зависит величина натяга и равномерность распределения нагрузки в работающем соединении. Погрешности углов между канавками приводят к неравномерному распределению нагрузки между шлицами и к созданию одностороннего натяга в соединении.

2. Углы расположения пазов, образующих каналы поворота в крышках, закрывающих торцы втулки. Точностью этих углов обеспечивается нормальная циркуляция шариков. Расположение пазов на крышках должно соответствовать расположению рабочих канавок, однако допуск на углы расположения пазов может быть бóльшим, чем для рабочих каналов, в соответствии с размером паза, который обеспечивает зазор для свободного прохождения шариков.

3. Диаметры окружности расположения шариков для вала и втулки, от которых зависит величина натяга в соединении.

4. Размеры, обеспечивающие точность профиля рабочей канавки. Координаты центров дуг, очерчивающих профиль рабочей канавки, должны быть выдержаны достаточно точно во избежание смещения площадок контакта к одной из кромок.

5. Непрямолинейность и извернутость шлицев. Чрезмерные отклонения от прямолинейности и параллельность шлицев могут привести к нарушению легкости перемещения вследствие возрастания натяга на отдельных участках вала или, наоборот, к появлению зазоров.

Погрешности углов между канавками вызывают перераспределение натяга. Из условия, чтобы натяг в каждом контакте, возникающий вследствие погрешностей изготовления, не превышал 2—3 *мк*, допускаемые значения погрешностей углов между канавками следующие: при диаметре вала 30 *мм* в среднем 2,5′, 50 *мм* — 1,5′, 80 *мм* — до 1′. Учитывая возможность подбора наилучшего взаимного положения (по углу) вала и втулки, эти значения могут быть немного повышены. Остальные допустимые погрешности могут быть выбраны аналогично направляющим качения. Из условия равномерного нагружения шариков разноразмерность шариков не должна превышать 1—2 *мк*. Непрямолинейность и извернутость шлицев не должна превышать 2—3 *мк* на длине втулки. Непрямолинейность шлицев на всей длине вала и отклонения диаметра окружности расположения центров шариков ограничиваются изменением натяга в соединении при перемещении втулки: существенное изменение натяга может повлиять на легкость перемещения. Чтобы натяг, приходящийся на каждый шарик (по нормали к площадкам контакта), изменялся не более чем на 2 *мк*, отклонения диаметра окружности расположения центров шариков не должны превышать 6 *мк*.

Величина предварительного натяга. Минимальная величина натяга должна выбираться из условия обеспечения отсутствия зазора при любом относительном положении вала и втулки. Минимальный диаметральный натяг составляет 3 *мк* (подробнее см. выше). С увеличением предварительного натяга возрастает жесткость и усилия перемещения, причем после достижения определенной величины натяга (12—14 *мк*) наблюдается резкое возрастание усилия (см. ниже). По экспериментальным данным, оптимальный диаметральный натяг, при котором еще не наблюдается резкого возрастания сопротивления перемещению, составляет 8—10 *мк*. Для реальных размеров шариков при малых внешних нагрузках по условиям прочности допустим натяг порядка 20—30 *мк*, однако практически при значительно меньших натягах сборка соединения становится трудно осуществимой.

Материал вкладышей и радиус закругления. При движении шариков по каналу поворота распределение сил на шарики таково, что шарики прижимаются к наружной окружности. Поэтому вкладыши должны быть сделаны из стали и после пригонки закалены до твердости не менее *HRC* 45—48. Наименьшая величина радиуса закругления внутренней окружности ограничивается возможностью заклинивания шариков из-за неблагоприятного распределения сил на шарик. Расчеты показывают, что условия свободного движения шариков выполняются, если $r \geqslant 0{,}007d$ * (r — радиус внутренней окружности, d — диаметр шарика).

Смазка и защита. Шариковые шлицевые соединения не требуют специальной смазки. Они могут работать как с жидкой, так и с консистентной смазкой. При малых скоростях движения они могут работать в условиях очень скудной смазки. Консистентная смазка хотя и дольше удерживается, но при недостаточной защите способствует удержанию загрязнения. Применение ее возможно только в сочетании с хорошими защитными устройствами. Обязательное требование к смазке: чистота (отсутствие абразивных частиц, волокон и т. п.), высокие антикоррозийные свойства.

Шариковые шлицевые соединения, как и направляющие качения, очень чувствительны к различного рода загрязнениям.

* При расчетах приняты надежные значения коэффициента трения скольжения 0,25.

При загрязнениях возникает абразивный износ, ведущий к потере точности соединения и потере легкости хода. Защита соединения, расположенного вне общей коробки передач, может быть осуществлена гармошками из полимеров или телескопическими трубками.

ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СОЕДИНЕНИЯ

Нагрузочная способность шарикового шлицевого соединения характеризуется допускаемым приведенным крутящим моментом (см. выше). Расчеты показывают, что шариковые шлицевые соединения с тремя канавками имеют примерно одинаковую или немного меньшую (на 20—30%) нагрузочную способность, чем шести- или восьмишлицевые соединения скольжения с незакаленными шлицами, не перемещаемые под нагрузкой, и много большую (в несколько раз) нагрузочную способность, чем соединения, перемещаемые под нагрузкой.

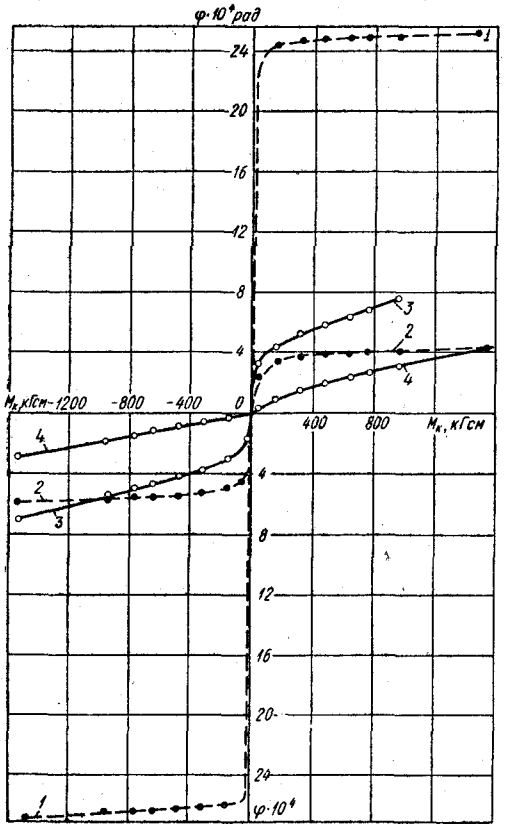


Рис. 48. Сравнение угловых перемещений шариковых шлицевых соединений и соединения скольжения при нагружении крутящим моментом $M_к$:

1 — шлицевое соединение скольжения с зазором; *2* — то же, без учета зазора; *3* — шариковое соединение с зазором, $\Delta = -14$ *мк*; *4* — шариковое соединение с натягом, $\Delta = 11$ *мк*

Жесткость соединения с профилем «стрельчатая арка» иллюстрируется графиками (рис. 48). Угловая жесткость шариковых шлицевых соединений повышается с увеличением предварительного натяга. Жесткость соединения с натягом 8—11 *мк* выше жесткости соединения без натяга почти в 2 раза. В соединениях без предварительного натяга жесткость непостоянна (нелинейная характеристика угла поворота от момента), в соединениях с натягом (при значительном натяге) жесткость постоянна и не зависит от нагрузки. Жесткость шарикового соединения с тремя шлицами без натяга близка к жесткости шлицевого соединения скольжения с шестью шлицами. Жесткость соединения с натягом при тех же условиях выше жесткости обычного соединения. Таким образом, при равном числе шлицев жесткость шарикового соединения значительно выше, чем шлицевого соединения скольжения. Угловой зазор в шариковом соединении на порядок меньше, чем в обычном. Это приводит к тому, что общие угловые перемещения (вместе с выборкой зазора) в шариковом соединении многократно ниже.

Сопротивление движению характеризуется силой, необходимой для равномерного движения втулки. Сопротивление движению также может характеризоваться условным коэффициентом трения в соединении. Усилия перемещения втулок в шариковом шлицевом

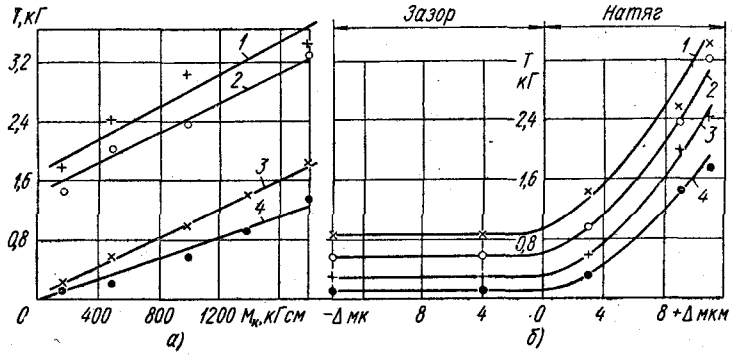


Рис. 49. Усилие T перемещения втулки по валу при различных величинах крутящего момента $M_к$ и различных натягах (диаметрах шариков):

а — *1* — для $\Delta = +11$ *мк*; *2* — $\Delta = +9$ *мк*; *3* — $\Delta = +3$ *мк*; *4* — $\Delta = -14$ *мк*; *б* — *1* — для $M_к = 1390$ *кГ·см*; *2* — для $M_к = 990$ *кГ·см*; *3* — для $M_к = 490$ *кГ·см*; *4* — для $M_к = 160$ *кГ·см*

соединении очень малы — от долей килограмма при малых нагрузках до нескольких килограммов при больших нагрузках и натягах. Сила сопротивления движению прямо пропорциональна нагрузке, т. е. коэффициент трения постоянен (рис. 49, *а*). С увеличением предварительного натяга силы сопротивления возрастают; при диаметральном натяге более 10—12 *мк* перемещение становится затруднительным (рис. 49, *б*). Потери на трение в каналах возврата, характеризуемые силами сопротивления при перемещении без нагрузки и натяга, ничтожны по сравнению с нагрузочными потерями (рис. 49, *а*).

По сравнению с обычным шлицевым соединением силы сопротивления движению под нагрузкой в шариковом шлицевом соединении многократно ниже (в 100 раз и более, рис. 50). Особенно явно проявляются преимущества шариковых шлицевых соединений при перемещении под нагрузкой и при действии больших

опрокидывающих моментов, например в случаях эксцентричного приложения тягового усилия (рис. 50, *б*). Перемещение в обычном соединении при большом плече приложения тягового усилия даже под небольшой нагрузкой оказывается невозможным, а в шари-

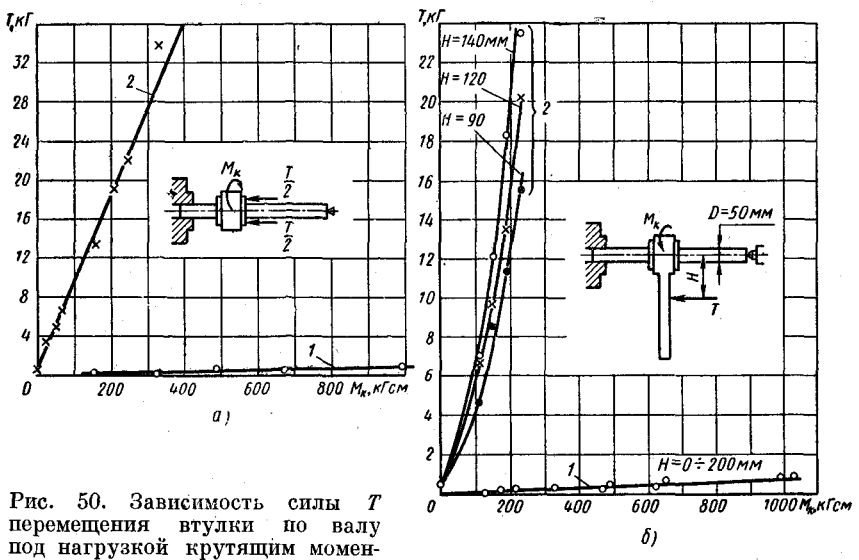


Рис. 50. Зависимость силы T перемещения втулки по валу под нагрузкой крутящим моментом $M_к$ шарикового шлицевого соединения (*1*) и шлицевого соединения скольжения (*2*):

а — сила T приложена центрально; *б* — сила T приложена эксцентрично.

ковом шлицевом соединении тяговое усилие практически не зависит от точки приложения силы. Даже при приложении тягового усилия на весьма большом плече ($H/D = 5 \div 10$) движение осуществляется легко и плавно (H — плечо нагрузки, D — диаметр вала).

Глава V. ДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ЧЕРВЯЧНЫЕ ПАРЫ

ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

В станках со сложным процессом формообразования наряду с геометрической точностью важной является кинематическая точность; характеризуемая величиной погрешностей относительного положения конечных звеньев кинематических цепей, осуществляющих взаимосвязные движения формообразования. Эти кинематические погрешности представляют собой результат сложения погрешностей изготовления и сборки звеньев, составляющих данную кинематическую цепь. Теоретические расчеты и

практический опыт показывают, что основной составляющей в результирующей кинематической погрешности цепей деления — обката зубообрабатывающих станков является кинематическая погрешность делительных червячных пар, непосредственно приводящих в движение заготовку или инструмент. Точностью этих пар определяется также точность углового деления поворотных столов координатно-расточных станков.

Отмеченная выше роль делительных червячных пар обусловливает необходимость достижения наивысшей точности их изготовления и сборки. Достижение необходимой точности предопределяется не только чисто технологическими возможностями, но в значительной мере также и конструкцией самих пар.

В теории механизмов и машин кинематическая пара — это соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение. В червячной паре звеньями являются червяк и червячное колесо. Каждое из звеньев характеризуется следующими элементами: рабочими поверхностями витков и зубьев и базовыми опорными поверхностями. Однако собственно червячная пара образуется рабочими поверхностями витков червяка и зубьев колеса.

Основными размерными характеристиками червячных пар являются величины составляющих их звеньев, а именно: модуль пары m, делительный диаметр $d_{\partial 1}$ червяка и делительный диаметр $d_{\partial 2}$ червячного колеса.

Делительные червячные пары станков характеризуются следующими диапазонами этих параметров: $m = 1{,}5 \div 16$ *мм*; $d_{\partial 1} = 30 \div 180$ *мм*; $d_{\partial 2} = 75 \div 4000$ *мм*.

Уровень точности делительных червячных пар может быть выражен степенями точности по ГОСТу 3675—56. По классификации этого стандарта делительные червячные пары охватываются 3,4 и 5-й степенями точности, допуски которых распространяются на кинематические передачи с регулируемым взаимным расположением червяка и колеса.

Выбор той или иной степени точности делительной червячной пары станка определяется типом станка, классом его точности и результатами точностного расчета. Для зубообрабатывающих станков различных типов, но одного размера и класса точности, могут требоваться делительные пары разных степеней точности, в связи с различным характером абсолютных и относительных движений, динамикой процесса резания, сложностью и длиной кинематических цепей и т. д. Например, для станков, работающих при непрерывном делении без реверсирования кинематической цепи, требования по точности делительной пары несколько ниже, чем для станков, делительная цепь которых реверсируется после обработки каждого зуба. На точностные требования к делительной паре оказывают влияние также непрерывность и прерывистость процесса резания, точность применяемого инструмента, его

размерная стойкость и другие факторы. Для станков более высоких классов точности разрыв между степенью точности делительной червячной пары и нарезаемого колеса меньше, чем для менее точных станков. В силу всех перечисленных выше причин этот разрыв может колебаться от двух до трех степеней точности.

ГОСТ 3675—56 регламентирует для кинематических червячных передач 3 и 4-й степеней точности, к которым относятся большинство делительных пар, допуски на следующие погрешности: 1) отклонение винтовой линии червяка в пределах оборота $\delta t_в$ и на длине червяка $\delta t_{в\Sigma}$; 2) накопленную погрешность окружного шага колеса $\delta t_{к\Sigma}$; 3) циклическую погрешность обработки колеса $\delta\varphi$; 4) погрешность производящей поверхности инструмента $\delta\rho$; 5) кинематическую погрешность передачи $\delta F_{n\Sigma}$; 6) циклическую погрешность передачи δF_n; 7) пятно контакта по высоте и длине зуба колеса.

Однако для 5-й степени точности в ГОСТе 3675—56 дается уже другой комплекс показателей точности, и числовые допуски на перечисленные погрешности отсутствуют. Поэтому их необходимо определять путем экстраполирования величин допусков 3 и 4-й степеней точности посредством умножения на коэффициент 5-го нормального ряда, равный $\sqrt[5]{10} = 1{,}58$.

ГОСТ 3675—56 в нормах точности на червячные колеса регламентирует допуск $\delta\rho$ на погрешность производящей поверхности инструмента, определяя ее как расхождение между винтовой производящей поверхностью инструмента и винтовой поверхностью витка червяка по нормали к ним. Таким образом, в ГОСТе 3675—56 за номинальную взята винтовая поверхность червяка, так как допуском $\delta\rho$ ограничена погрешность производящей поверхности инструмента. Более целесообразно принимать за номинальную не винтовую поверхность витка червяка, а винтовую поверхность витка инструмента, на которой лежат его режущие кромки. Это объясняется тем, что один и тот же инструмент используется для нарезания нескольких колес, сцепляющихся с несколькими червяками. Кроме того, инструмент сложнее в изготовлении и измерении. Поэтому в чертеже червяка указывают отклонение его винтовой поверхности от винтовой поверхности инструмента, а допуск на нее принимают численно равным допуску $\delta\rho$ на погрешность производящей поверхности инструмента.

Боковые поверхности витков делительных червяков должны иметь шероховатость поверхности 9—10-го классов чистоты по ГОСТу 2789—59, а наружные поверхности — 7—8-го классов. Боковые поверхности зубьев делительных червячных колес должны иметь шероховатость поверхности 7—8-го классов, а наружные поверхности — 6-го класса чистоты.

МАТЕРИАЛЫ

Делительные червячные пары, как правило, не несут больших нагрузок. Однако с эксплуатационной точки зрения к ним предъявляется требование большой долговечности, понимаемой как длительное сохранение точности. Поэтому материалы, из которых изготовлены червяк и зубчатый венец червячного колеса, должны удовлетворять этому требованию. Длительное сохранение точности обеспечивается высокой стойкостью к износу и отсутствием деформаций, вызванных старением материала во времени. Этой же цели отвечает и требование выбора такой комбинации материалов, которая обеспечивала бы минимальный коэффициент трения в условиях смазки.

С технологической точки зрения материалы должны удовлетворять условию хорошей обрабатываемости, под которой подразумевается возможность снимать минимальные припуски и получать наивысший класс чистоты поверхности. Помимо марки материала, для его обрабатываемости, износостойкости и отсутствия последующих деформаций в готовых деталях имеет значение также и его внутренняя структура. Последняя зависит от способа получения заготовки и от термической обработки деталей.

Для делительных червячных пар применяют исключительно шлифованные червяки с высокой твердостью *HRC* 56—66 поверхности витков. В качестве материалов применяют стали марок 12ХН3А, 18ХГТ, 38ХМЮА. Первые две марки — цементуемые стали, последняя — азотируемая. Наибольшее распространение в делительных червячных парах высокоточных станков получили стали 12ХН3А и 18ХГТ. Сталь 12ХН3А применяют для червяков средних диаметров, а сталь 18ХГТ — для червяков крупных диаметров.

Азотируемая сталь 38ХМЮА обеспечивает более высокую *твердость поверхности, чем цементуемые стали. Кроме того,* процесс азотирования не ведет к существенным деформациям.

Для делительных червячных пар применяют червячные колеса, выполненные из бронз Бр. ОФ10-1 и Бр. ОЦС5-5-5. Первая обладает лучшими антифрикционными свойствами, и поэтому ее следует применять в парах с повышенными скоростями скольжения. Однако с точки зрения обрабатываемости бронза Бр. ОФ-10-1 уступает бронзе Бр. ОЦС5-5-5. Делительные червячные пары высокоточных станков редко работают при высоких скоростях. Поэтому бронза Бр. ОЦС5-5-5 получила в них довольно широкое распространение.

Для структуры бронзовых венцов имеет большое значение способ их литья. Наиболее плотная и однородная структура получается при центробежном литье. При ней легче получается равномерная твердость по окружности обода колеса, являющаяся одним из условий получения высокой точности по накопленной

погрешности окружного шага колеса. Допустимый разброс твердости — НВ10.

Для стабилизации формы колесо после литья и предварительной механической обработки нужно подвергать искусственному и естественному старению.

ДОПУСТИМАЯ НАГРУЗКА

С целью увеличения долговечности делительной червячной пары стремятся ограничить действующую на нее нагрузку и скорость скольжения в зацеплении. Ограничение нагрузки достигается указанием в паспорте предельно допустимого веса заготовки и зажимного приспособления, устанавливаемого на стол, применением гидравлической или механической разгрузки стола, приводом колеса от двух одновременно работающих червяков. Ограничение скорости скольжения достигается указанием в паспорте станка наибольшего предельного числа оборотов червяка или наименьшего нарезаемого числа зубьев, а также введением отдельного привода ускоренного вращения стола.

Таблица 5

Допустимые скорости скольжения и напряжения для делительных червячных колес

Материал колеса	Скорость скольжения в *м/сек*	Напряжения в *кГ/мм²*	
		изгиба	контактные
Чугун АСЧ-1	1÷1,5	4	8
Бронза Бр. ОЦС5-5-5	1,5÷2,0	5	12
Бронза Бр. ОФ10-1	2÷3	6	16

В отношении прочности слабым звеном в делительной червячной паре является колесо, выполняемое из менее прочного материала. Поэтому расчет на изгибную и контактную прочность ведется по колесу. В силу отмеченных выше требований к долговечности делительных червячных пар допустимые напряжения и скорости скольжения для их колес назначаются ниже, чем для редукторных колес. Величины рекомендуемых напряжений и скоростей скольжения приведены в табл. 5. Методика расчета применяется такая же, как и для обычных червячных колес. Расчет на нагрев, как правило, не производят, ибо делительные пары работают в условиях малых нагрузок и скоростей скольжения, обильной смазки и хорошего отвода тепла, обеспечиваемого большими массами металла корпусных деталей станка.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Главными конструктивными параметрами червяков являются: число заходов z_1, осевой модуль m или шаг t; делительный диаметр $d_{\partial 1}$ или коэффициент делительного диаметра q; угол $\lambda_{\partial 1}$ подъема на делительном диаметре; форма боковой поверхности; номинальный угол α профиля; высота h витка и глубина $h_з$ захода; радиусы закругления; толщина S витка; длина l нарезанной части.

Число z_1 заходов червяка зависит от передаточного числа $i = z_2 : z_1$ делительной пары, которое определяется кинематическим расчетом станка и выбирается из условия получения максимально возможной редукции делительной пары. В этом отношении и в отношении возможности достижения наивысшей точности изготовления самыми оптимальными являются однозаходные червяки. Поэтому для делительных червячных пар следует применять в основном однозаходные червяки.

Осевой модуль m и осевой шаг t делительного червяка являются торцовыми модулем и шагом для колеса и в значительной мере определяются как параметры последнего. Конструктивными требованиями, определяющими их величину, являются: прочность зуба колеса как более слабого элемента пары, достаточная для передаваемой нагрузки, а также число z_2 зубьев и делительный диаметр $d_{\partial 2}$ колеса, связанные с модулем известной зависимостью: $d_{\partial 2} = mz_1$.

Делительные диаметры $d_{\partial 1}$ делительных червяков выбирают по возможности большими. Большой диаметр червяка благоприятно сказывается на его изгибной жесткости и на изгибной жесткости червячных инструментов (фрез и шеверов), которыми обрабатывается сопряженное червячное колесо, а также на крутильной жесткости их оправок. Помимо этого большой диаметр позволяет иметь на одном витке инструмента большое число заточных канавок или зубчиков, что обеспечивает большое число огибающих положений режущих кромок в относительном движении инструмента и червячного колеса, а следовательно, позволяет создать лучшие условия для более точного профилирования поверхности зубьев последнего.

Увеличение диаметра червяка уменьшает его угол $\lambda_{\partial 1}$ подъема и кривизну боковой винтовой поверхности его витков. Это благоприятно сказывается на возможности достижения более высокой точности изготовления червяка, а также на возможности получения более равномерных ленточек — фасок у режущих кромок шеверов. Связанное с уменьшением угла подъема небольшое ухудшение к. п. д. червячной передачи для условий работы делительных пар существенного значения не имеет.

В нормали станкостроения Н24-5 для делительных червячных пар предусмотрены верхние наибольшие значения коэффициентов

$q = d_{\partial 1} : m$ диаметров червяков. Для диапазона модулей $m = 1{,}5 \div 16$ по этой нормали $q = 15 \div 28$. С целью сокращения номенклатуры инструмента следует придерживаться значений q из ряда, регламентированного этой нормалью (табл. 6).

Таблица 6

Значения q и $d_{\partial 1}$ для делительных червяков различных модулей

Параметры	Модуль m											
	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8	10	12	16
q	28 20	26 19	24 18	22 17	20 16	19 15	18 14	17 13	15 11	15 11	15 11	15 11
$d_{\partial 1}$	42 30	52 38	60 45	66 51	70 56	76 60	90 70	102 78	120 88	150 110	180 132	240 176

Для крупных прецизионных зубофрезерных станков (например, для нарезания турбинных зубчатых колес) в делительных червячных парах применяют относительно небольшие модули. Поэтому коэффициенты делительных диаметров червяков у этих станков достигают значений $q = 40$.

Угол $\lambda_{\partial 1}$ подъема винтовой линии на делительном цилиндре червяка является функцией его осевого хода T_1 и делительного диаметра или числа заходов и коэффициента делительного диаметра

$$\operatorname{tg} \lambda_{\partial 1} = \frac{T_1}{\pi d_{\partial 1}} = \frac{z_1}{q}.$$

Для однозаходных червяков

$$\operatorname{tg} \lambda_{\partial 1} = \frac{m}{d_{\partial 1}} = \frac{1}{q}.$$

В соответствии с нормалью станкостроения угол подъема однозаходных делительных червяков колеблется в пределах $\lambda_{\partial 1} = 2 \div 5°$.

Направление винтовой линии (правое или левое) витка червяка определяется общей конструктивной компоновкой станка.

Винтовые боковые поверхности витков червяков бывают линейчатые и нелинейчатые. К линейчатым винтовым поверхностям относятся архимедова, эвольвентная и конволютная по впадине, по витку или по боковой поверхности. Линейчатые винтовые поверхности, за исключением эвольвентной, требуют при их шлифовании фасонной правки круга, а эвольвентная для использования шлифовальных кругов с плоским торцом требует наличия специальных станков. Поэтому для делительных червяков высокой точности рекомендуется применение нелинейчатой винтовой

поверхности, которая получается при шлифовании двухконусным дисковым кругом, имеющим прямолинейный профиль в своем осевом сечении и вращающимся вокруг оси, наклоненной к оси червяка под углом подъема винтовой линии червяка на его делительном цилиндре.

Недостатком нелинейчатой винтовой поверхности является то, что *она ни в одном сечении не имеет номинального прямолинейного профиля*. При этом форма ее различных сечений теоретически меняется с изменением диаметра шлифовального круга. Эти обстоятельства создают затруднения для разработки норм точности на ее профиль и для измерения его погрешностей, поскольку номинальная форма профиля не является постоянной. Однако практически в диапазоне параметров высокоточных делительных червяков эти затруднения не имеют существенного значения.

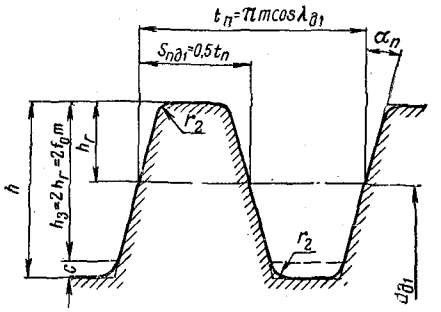


Рис. 51. Профиль червяка в нормальном сечении

Отклонение от прямолинейности профиля определяется как стрелка дуги радиуса ρ_{a1}, стягиваемой хордой, длина которой равна длине профиля. Приближенные подсчеты показывают, что для однозаходных червяков, имеющих $\lambda_{\partial 1} \lesssim 5°$, $\alpha_u = 20°$ и шлифуемых кругом $d_{\partial u} = 300$ *мм*, отклонение профиля от прямолинейности не превосходит 0,0025 m при $h_г = m$. При других углах профиля круга и высотах головки витка отклонение профиля от прямолинейности возрастает пропорционально квадрату коэффициента $f_0 = h_г : m$ высоты головки и котангенсу угла профиля круга — $\operatorname{ctg} \alpha_u$.

Условный номинальный угол α_n профиля в сечении, нормальном к винтовой линии, проходящей посередине впадины на делительном цилиндре (*рис. 51*), *является приближенной характеристикой* нелинейчатой поверхности. Фактически же она определяется углом α_u профиля круга, которым эта поверхность шлифуется. Применяют различные величины этих углов: $\alpha_u = 8; 9; 10; 12$ и $15°$.

С уменьшением угла α_u увеличивается продолжительность зацепления червячной пары, что благоприятно сказывается на плавности ее работы. Уменьшение угла α_u уменьшает влияние радиального биения E_R на циклическую погрешность делительной червячной пары, что видно из следующей приближенной формулы для составляющей ΔF_R циклической погрешности, зависящей от радиального биения:

$$\Delta F_R \approx E_R \frac{\operatorname{tg} \alpha_u}{\cos \lambda_{\partial 1}}.$$

Этой же формулой выражается влияние угла α_u и на погрешность $\Delta t_в$ винтовой линии червяка в пределах одного его оборота.

Отрицательным следствием уменьшения угла α_u является увеличение опасности подрезания зубьев червячного колеса. Однако делительные червячные пары высокоточных зубообрабатывающих станков характеризуются большими числами зубьев червячных колес. Поэтому опасность их подрезания незначительна.

Проверка на отсутствие подрезания в среднем сечении некорригированного червячного колеса может быть произведена по формуле

$$\sin\alpha_{a1} \geqslant \sqrt{\frac{2(f_0+c')}{z_2}},$$

где $c' = c : m$ — коэффициент радиального зазора.

Уменьшение угла профиля увеличивает необходимую длину нарезанной части червяка, а следовательно, и червячного инструмента для нарезания колеса. С технологической точки зрения уменьшение угла α_u затрудняет получение у червячных фрез оптимального заднего угла на боковых режущих кромках при радиальном затылковании. Но для делительных червячных колес высших степеней точности финишной операцией, как правило, является шевингование, а червячные фрезы используют в качестве чернового и получистового инструмента.

До последнего времени углы α_u назначались конструкторами произвольно. С целью ограничения их количества по аналогии с углами исходного контура для эвольвентных цилиндрических зубчатых колес рекомендуется следующий арифметический ряд значений углов α_u с разностью соседних членов ряда, равной $\Delta\alpha_u = 2°30'$; $\alpha_u = 7°30'$; $10°$; $12°30'$; $15°$.

Как следует из изложенного выше, по мере повышения требований к точности делительной червячной пары следует переходить от больших к меньшим углам.

Высота витка h связана с номинальным углом ($\alpha_n = \alpha_u$) профиля и совместно с ним определяет продолжительность зацепления червячной пары. Увеличение h вызывает увеличение продолжительности зацепления, но одновременно увеличивается опасность подрезания зубьев червячного колеса. Кроме того, увеличение высоты профиля ведет к увеличению опасности заострения витков червяка и зубьев червячного колеса. Особенно это относится к двушаговым червякам.

Высота h витка равна сумме величин глубины захода $h_з$ и радиального зазора c; $h = h_з + c$. С другой стороны, высота витка равна сумме высот его головки $h_г$ и ножки $h_н$: $h = h_г + h_н$.

Высота головки $h_г$ *и величина радиального зазора* для обобщения закономерностей их регламентации характеризуется коэффициентом f_0 высоты головки и коэффициентом c' радиального зазора, равными отношению этих величин к осевому модулю:

$$h_г = f_0 m; \quad c = c' m; \quad h_з = 2f_0 m.$$

Радиальный зазор принимают $c = (0{,}2 \div 0{,}3)\,m$, т. е. $c' = 0{,}2 \div 0{,}3$. Глубины заходов в делительных червячных парах принимают равными от двух до четырех модулей. Известно применение следующих коэффициентов высоты головки: $f_0 = 1{,}0$; $1{,}25$; $1{,}8$.

Для упорядочения выбора высотных пропорций витков делительных червяков рекомендуется принимать коэффициент радиального зазора $c' = 0{,}2$ и коэффициент высоты головки из ряда $f_0 = 1{,}0$; $1{,}2$; $1{,}4$; $1{,}6$; $1{,}8$ и $2{,}0$.

Последнюю величину по возможности не следует применять без достаточных оснований и детальной проверки, которая должна производиться на подрезание колеса, на заострение зубьев и витков и на достаточность внутреннего диаметра червяка для проектирования на его базе насадных червячных фрез и шеверов.

Глубина захода определяет активную высоту профиля витка лишь теоретически. Практически активная высота профиля и продолжительность зацепления получаются меньше вследствие необходимости иметь у вершины профиля радиус закругления.

Радиус закругления имеет назначение: уменьшать концентрацию напряжения, уменьшать опасность кромочного контакта и предотвращать возможность скалывания острой твердой кромки при термической обработке.

Нормаль станкостроения Н24-5 рекомендует принимать этот радиус $r_2 = 0{,}3m$. Однако эта рекомендация рассчитана на угол профиля $\alpha_n = 20°$, при котором закругление, равное $0{,}3\ m$, уменьшает фактическую глубину захода на $0{,}2\ m$. Рекомендации нормали Н24-5 для делительных червяков недостаточны, так как они относятся к углу $\alpha_n = 20°$, а делительные червяки могут иметь и другие углы профиля. Более целесообразно принять, что радиус при вершине профиля червяка зависит от угла профиля α_n и уменьшает глубину захода на некоторую величину, пропорциональную модулю. Этому условию удовлетворяет формула

$$r_2 = \frac{0{,}2m}{1-\sin\alpha_n}.$$

Эта же формула рекомендуется и для назначения радиуса галтели, сопрягающей профиль ножки витка с дном впадины.

Использование приведенной выше формулы для $r_в$ приводит к сокращению длины активной части профиля витка на величину

$$\frac{\Delta x}{\cos\alpha_n} = r_2 \operatorname{tg}\frac{\alpha_n}{2}.$$

Номинальная расчетная осевая толщина $S_{\partial 1}$ *витков* на делительном диаметре у делительных червяков принимается равной половине осевого шага $S_{\partial 1} = 0{,}5\,t = 0{,}5\,\pi m$.

В чертеже проставляют нормальную толщину витка на делительном диаметре, определяемую по формуле

$$S_{n\partial 1} = S_{\partial 1} \cos \lambda_{\partial 1}.$$

Толщина витка червяка является одним из элементов, суммарное влияние которых определяет фактический боковой зазор в передаче. Этими элементами являются: толщина витка червяка, толщина витка финишного инструмента, нарезающего колесо, межосевое расстояние в обработке и межосевое расстояние в передаче. Для определения расчетных размеров витка червяка принимают, что боковой зазор в передаче достигается лишь за счет одного утонения витка червяка по отношению к толщине витка инструмента, а все остальные элементы принимаются выполненными по номиналу. Для делительных червячных пар высокоточных зубообрабатывающих станков вследствие их тихоходности рекомендуется применять сопряжение С-рег. по ГОСТу 3675—56, пользуясь для назначения наименьшего утонения витка удвоенными величинами $\Delta_в S$ из табл. 7, а для допуска на толщину витка — из табл. 6 этого ГОСТа. При этом в чертеже указывается, что верхнее и нижнее отклонения толщины витка берутся не от номинальной толщины витка червяка, а от фактической толщины зуба финишного инструмента, нарезающего колесо.

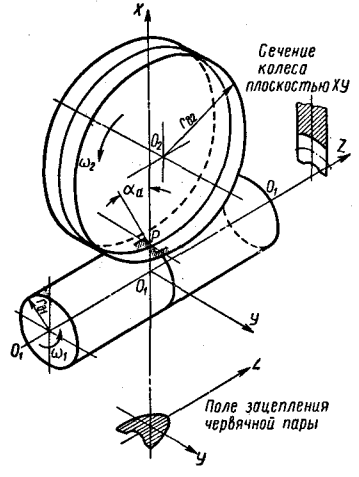


Рис. 52. Поле зацепления червячной пары

Длина l нарезанной части червяка должна обеспечивать полностью зацепление его витков с колесом. Для этого она должна перекрывать длину активной части поверхности зацепления червячной пары. Длина активной части поверхности зацепления может быть определена по длине поля зацепления, которое является ее проекцией на плоскость, параллельную осям червяка и колеса (рис. 52). Обычно поле зацепления имеет форму подковы, ось симметрии которой расположена близко к проекции оси червяка. Концы подковы обращены навстречу рабочей стороне витка червяка. Конец на стороне выхода червяка из зацепления более вытянут в направлении оси червяка. Форма концов определяется углом подъема (рис. 53) и формой и диаметром наружного обода колеса (рис. 54 и 55), а форма выпуклой части — углом подъема (см. рис. 53) и диаметром (рис. 56) червяка. С уменьшением угла профиля (рис. 57) и увеличением его высоты (рис. 58) длина поля зацепления, а следовательно, и необходимая длина нарезанной

части червяка возрастает. Каждая сторона витка имеет свое поле зацепления. Поэтому необходимая длина червяка определяется

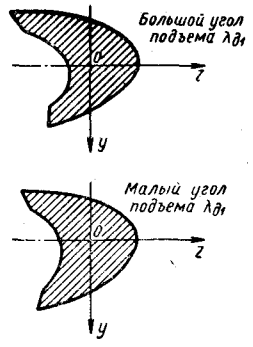


Рис. 53. Влияние угла подъема $\lambda_{\partial 1}$ на поле зацепления

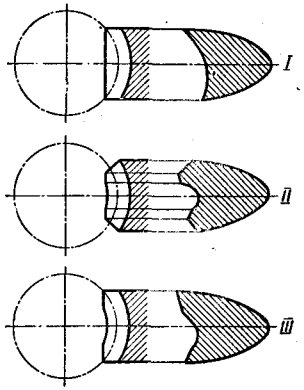


Рис. 54. Влияние формы обода колеса на поле зацепления

по суммарной длине наложенных друг на друга полей зацепления обоих сторон витка (рис. 59).

У корригированных передач при положительной коррекции поле зацепления смещается в направлении концов подковы, а при

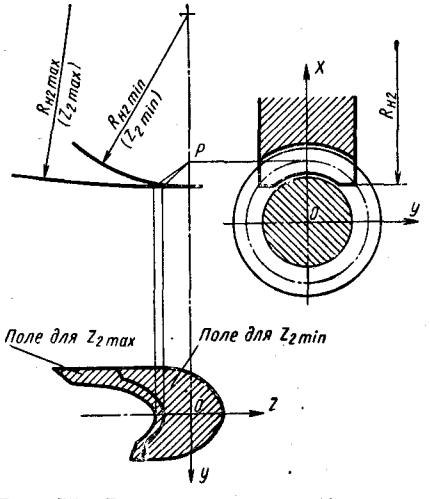


Рис. 55. Влияние числа зубьев z_2 колеса на поле зацепления

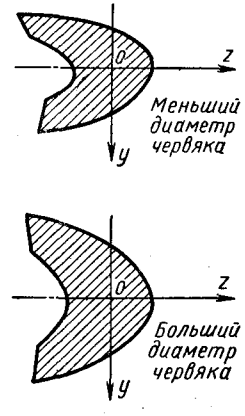


Рис. 56. Влияние диаметра $d_{\partial 1}$ червяка на поле зацепления

отрицательной — наоборот. Поэтому положительная коррекция приводит к увеличению необходимой длины нарезанной части

червяка, не изменяя существенно продолжительности зацепления по каждой из сторон профиля (см. рис. 59).

Длину червяка не следует назначать с большим запасом по отношению к длине поля зацепления, так как это усложняет его изготовление и увеличивает погрешности. Она должна состоять из части l_∂, перекрывающей поле зацепления, части l_c, обеспечивающей возможность компенсации погрешностей осевой установки при сборке, и части $l_т$ технологического запаса на выход круга

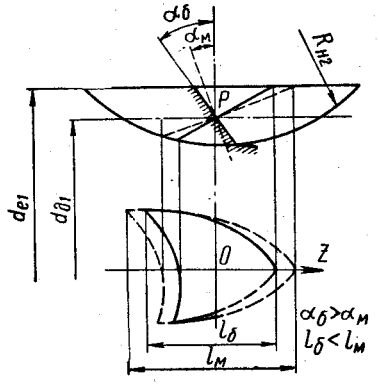


Рис. 57. Влияние угла профиля на длину поля зацепления

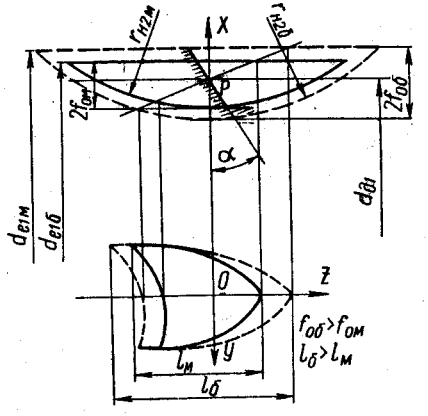


Рис. 58. Влияние высоты головки на длину поля зацепления

при шлифовании и на неполные концы витков. Таким образом, полная длина нарезанной части червяка $l = l_\partial + l_c + l_т$. Рекомендуется принимать $l_c = 2m$, $l_т = 3m$. Величину l_∂ находят построением полей зацепления или линий зацепления в торцовом и среднем сечениях колеса для двух сторон профиля.

Таблица 7

Направление винта (сторона профиля)	Знаки	
	p	α_a
Правое (-я)	+	+
Левое (-я)	−	−

Выше было отмечено, что однозаходные нелинейчатые делительные червяки характеризуются небольшими углами подъема, имеют малую кривизну профиля в осевом сечении. Поэтому они в первом приближении вполне могут рассматриваться как архимедовы. Построение поля зацепления не требует высокой степени точности, поэтому для него такое допущение вполне правомерно.

В среднем сечении колеса, проходящем через ось червяка, след поверхности зацепления архимедовой червячной пары будет иметь вид прямолинейной линии зацепления, проходящей через полюс зацепления под углом α_a к оси червяка. Эта линия зацепления представлена на фронтальной проекции прямой O_vO_v, проходящей через полюс P (рис. 60).

Построение линии зацепления, являющейся сечением поверхности зацепления плоскостью, перпендикулярной оси колеса, но не проходящей через ось червяка (хордальной плоскостью червяка), более сложно и осуществляется графо-аналитическим способом. В системе координат, изображенной на рис. 52, уравнение поверхности зацепления архимедовой червячной пары имеет вид

$$z = \frac{(x - r_{\partial 1})(x^2 + y^2)}{py + x\sqrt{x^2 + y^2}\,\mathrm{tg}\,\alpha_a},$$

где $p = 0{,}5\ z_1 m$ — параметр винтовой поверхности червяка.

Величины p и α_a несут в себе знак, который определяется по табл. 7.

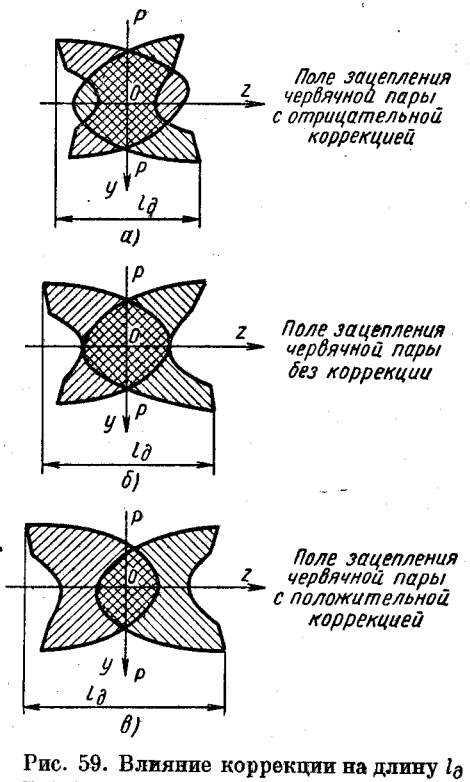


Рис. 59. Влияние коррекции на длину l_∂ и расположение поля зацепления червячной пары

Точки границы полей зацепления, наиболее удаленные от оси Oy, а потому и определяющие наибольшую протяженность поля зацепления вдоль оси червяка Oz, лежат в хордальных сечениях червяка, совпадающих с торцовыми плоскостями колеса, для которых $y = 0{,}5B$, где B — ширина колеса. Подставляя это значение y в общее уравнение линии зацепления, получим уравнение линии зацепления в данном хордальном сечении червяка, совпадающем с торцовым сечением колеса. Задаваясь x, находят соответствующие значения z и на фронтальной проекции строят по этим координатам линию зацепления данного хордального сечения. Точку пересечения линии зацепления с окружностью выступов зубьев червячного колеса проектируют на след соответствующей хордальной плоскости в горизонтальной проекции.

Повторяя это для нескольких хордальных сечений червяка, получают границу поля зацепления по поверхности выступов колеса. Границы поля зацепления по поверхности наружного цилиндра червяка строят по такой же методике, с той лишь разницей, что на горизонтальную проекцию проектируют с фронтальной проекции точки пересечения линий зацепления со следами сечений наружного цилиндра червяка соответствующими хордальными плоскостями. Упомянутые построения проиллюстрированы на рис. 60 осевым сечением $y = 0$ и хордальным $y = -2$. Если для построения всего поля зацепления необходимо взять несколько хордальных сечений, то для определения длины поля зацепления достаточно определить координату z_{max} граничной точки поля зацепления в хордальном сечении, соответствующем торцовому сечению колеса. Для правого профиля червяка с правой винтовой линией z_{max} лежит в сечении $y = -0{,}5B$. Для правого профиля червяка с левой винтовой линией z_{max} лежит в сечении $y = +0{,}5B$. Для левого профиля у соответствующих червяков знаки у $0{,}5B$ следует поменять на обратные. У червячных пар с одношаговыми червяками поля зацепления для обеих сторон профиля симметричны относительно проекции межосевого перпендикуляра. Поэтому, определив величину z_{max} и удвоив ее, получают длину поля зацепления $l_{\partial} = 2z_{max}$.

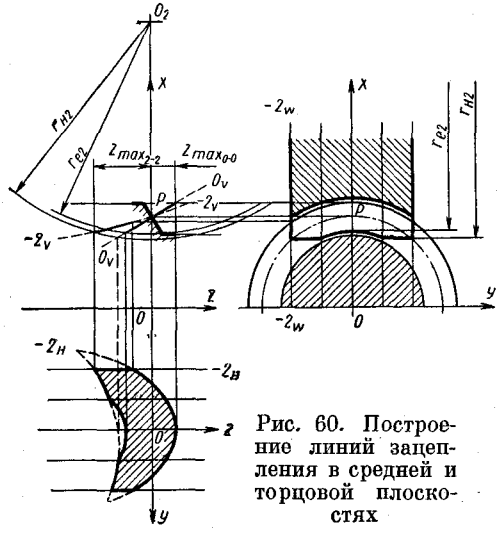


Рис. 60. Построение линий зацепления в средней и торцовой плоскостях

При очень малых значениях угла подъема, больших диаметрах червяков и узких колесах малого диаметра параметром, определяющим наибольшую длину поля зацепления, может оказаться величина z_{max} координаты граничной точки поля зацепления, лежащей на пересечении в плане проекции границы активной части поверхности зацепления по червяку с проекцией оси червяка. Практически в этом случае z_{max} определяют по фронтальной проекции как расстояние от линии скрещивания (оси Ox) до точки пересечения прямолинейной линии зацепления, лежащей в среднем сечении, со следом наружного цилиндра червяка в этом же сечении.

Поле зацепления дает возможность определять не только необходимую длину важнейшей составляющей общей длины нарезанной части червяка, но также и оценить правильность выбора ширины зубчатого венца червячного колеса.

Граница поля зацепления архимедовой пары по червяку на стороне выхода его из зацепления имеет асимптоту, уравнение которой для правой стороны профиля правого червяка в кординатах yOz имеет вид

$$y_{max} = -\frac{r_{e1}^2}{\sqrt{r_{e1}^2 + p^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha_a}}.$$

Для левой стороны профиля правого червяка знак в правой части равенства нужно сменить на обратный.

Ширина колеса не может быть больше расстояния между асимптотами для двух сторон профиля, т. е. $B < 2\,y_{max}$.

Ввиду того что асимптотическая ветвь границы поля зацепления по червяку пересекается с границей поля зацепления по колесу, фактическая ширина поля зацепления оказывается меньше расстояния между асимптотами. Кроме того, условия зацепления и нарезания в области поля зацепления, близкой к точке пересечения его границ по червяку и колесу, недостаточно благоприятны, и их стараются избегать. Это достигается тем, что ширина колеса делается меньше возможной ширины поля зацепления. Благоприятная ширина обода получается, если ее определять по эмпирической формуле

$$B \leqslant 2m\sqrt{q(f_0+1) - (f_0+1)^2}.$$

Достаточность рассчитанной по этой формуле ширины обода проверяется по прочности зуба на изгиб.

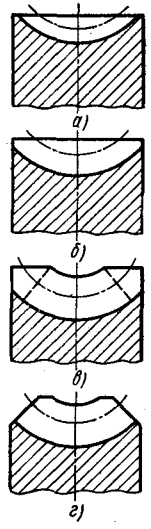


Рис. 61. Разновидности форм обода

Форма обода характеризуется осевым сечением тела червячного колеса. Применяют различные формы обода (рис. 61, *а* — *г*): закрытая простая, открытая простая, открытая с галтелью, открытая с галтелью и скосами.

Наиболее распространенной является третья и четвертая формы. При применяющемся иногда срезе боковой поверхности зубьев у торцов на входе и на выходе третья форма с точки зрения условий зацепления переходит в четвертую (пунктир на рис. 61, *в*).

Закрытая простая форма обода приводит к уменьшению размеров поля зацепления, а следовательно, и к уменьшению продолжительности зацепления и мгновенной суммарной длины контактных линий. Последнее обстоятельство отрицательно сказывается на долговечности пары, ибо увеличивает поверхностные контактные напряжения. С технологической точки зрения эта форма обода характеризуется тем, что боковая режущая кромка инструмента,

нарезающего колесо, оказывается загруженной весьма неравномерно: значительно у его головки и весьма слабо к ножке.

Открытая простая форма обода обеспечивает бóльшую длину поля зацепления, меньшие контактные напряжения и более равномерную загрузку режущей кромки по длине, чем простая закрытая форма. Обе простые формы обода обладают тем преимуществом, что для них отпадает необходимость обработки галтели. Однако это не компенсирует других их недостатков, отмеченных выше.

Открытая форма обода с галтелью обладает наибольшей величиной поля зацепления и наиболее благоприятна с точки зрения продолжительности зацепления и контактных напряжений. Однако слишком глубокий охват червячного инструмента колесом приводит к неблагоприятным условиям резания на концах зубьев колеса, препятствующим в некоторых случаях получению чистой поверхности и хорошего пятна контакта в паре. Поэтому иногда прибегают к частичному срезу боковой поверхности зубьев колеса на входе и на выходе (можно и только на рабочей стороне на входе). Этот срез уменьшает длину поля зацепления за счет концов «подковы», но он выводит из зацепления наименее качественную часть боковой поверхности зуба колеса и вместе с тем создает условия для образования масляного клина.

Открытая форма обода с галтелью и со скосами обладает преимуществом открытой формы с галтелью и со срезами боковой поверхности зуба по концам. Однако вследствие того, что разносторонние режущие кромки одного и того же зуба инструмента входят в тело колеса и выходят из него не одновременно и при этой форме обода крайняя торцовая часть боковой поверхности зуба профилируется в условиях резания, отличных от условий образования основной ее части. В некоторых случаях это приводит к нежелательной локализации пятна контакта на конце зуба, близком к соответствующему торцу.

Делительный диаметр червячного колеса принимают возможно бóльшим, ибо это повышает угловую точность обрабатываемых колес. Для различных типов станков отношение диаметра делительного колеса к диаметру наибольшего обрабатываемого на данном станке колеса колеблется в пределах от $^1/_2$ до $1^1/_2$, причем имеется тенденция стремиться к верхнему пределу этого диапазона.

Для простых форм обода наружный диаметр d_{e2} колеса равен делительному, увеличенному на глубину захода $d_{e2} = d_{\partial 2} + 2f_0m$. Для форм обода с галтелью наружный диаметр $d_{н2}$ колеса делается еще больше — на два модуля $d_{н2} = d_{e2} + 2m$. Эта формула применима для верхних рядов значений q по нормали Н24—5, рекомендуемых для делительных червячных колес.

Числа z_2 зубьев делительных червячных колес высокоточных зубообрабатывающих станков бывают, как правило, большими,

так как увеличение числа зубьев увеличивает редукцию делительной пары и тем самым снижает величину влияния промежуточных звеньев на точность кинематической цепи. Кроме того, увеличение числа z_2 зубьев делительного червячного колеса увеличивает относительную частоту циклической погрешности делительной пары, а это приводит к тому, что степень переноса этой погрешности на обрабатываемое колесо в станках, работающих по методу огибания, уменьшается. Известна приближенная зависимость, из которой следует, что переходящая на изделие часть циклической погрешности червячной пары, выраженная в угловых единицах, не может превосходить величины

$$\Delta\varphi_{\max} \leqslant \frac{2\alpha_{разв}}{z_2^2},$$

где $\alpha_{разв}$ — угол развернутости образуемого профиля.

Британские стандарты рекомендуют следующие числа зубьев для делительных червячных колес зубообрабатывающих станков различного назначения:

1. Для зубофрезерных станков общего назначения $z_2 \geqslant 4\sqrt{d_{\partial 2}}$.
2. Для зободолбежных и зубострогальных станков: а) класса А $z_2 \geqslant 6\sqrt{d_{\partial 2}}$; б) класса B $z_2 \geqslant 4\sqrt{d_{\partial 2}}$.
3. Для зубофрезерных станков для турбинных колес: а) ведомых колес $z_2 \geqslant 12\sqrt{d_{\partial 2}}$; б) ведущих шестерен $z_2 \geqslant 9\sqrt{d_{\partial 2}}$.
4. Для зубофрезерных станков для прецизионных мелкомодульных колес $z_2 \geqslant 6\sqrt{d_{\partial 2}}$.

Эти зависимости имеют характер общих рекомендаций. Практика конструирования показывает целесообразность их использования для определения исходных значений z_2. Окончательный выбор числа z_2 зубьев делительного червячного колеса производится в связи с кинематическим расчетом всей цепи деления станка.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреева Л. Е. Упругие элементы приборов. Под ред. д-ра техн. наук проф. В. И. Федосьева. М., Машгиз, 1962.
2. Ахмечет Л. С. и др. Вопросы проектирования и расчета магнитострикционного движителя. Научно-технический сборник № 2. Киев, Машгиз, 1960.
3. Башта Т. М. Дозирование малых расходов жидкостей. «Вестник машиностроения», 1962, № 4.
4. Башта Т. М. Вопросы объемного дозирования малых расходов жидкости. «Известия высших учебных заведений. М. «Машиностроение», № 8. 1964.
5. Беляев Н. М. О вычислении наибольших расчетных напряжений при сжатии соприкасающихся тел. Сб. Ленинградского института инженеров путей сообщения, вып. 99 и 102, 1929.
6. Блох О. И. и Хвалов Ю. Г. Определение параметров магнитострикционного привода подач. «Станки и инструмент», 1964, № 4.

7. Богуславский Л. А. и Волосов С. С. Повышение чувствительности механизма подачи шлифовального станка с помощью вибрации. «Станки и инструмент», 1963, № 6.
8. Борисенко Г. А., Левит Г. А. Расчет и конструирование передач винт — гайка качения. М., ЭНИМС, 1964.
9. Голуб В. М. Шпонки качения, их выбор и применение. Научно-технический сборник. Киев, «Машиностроение», № 5 (17), 1962.
10. Дмитриев Л. Б. Магнитострикционный способ осуществления малых линейных перемещений. В кн. «Исследование в области металлорежущих станков». Под ред. д-ра техн. наук проф. А. С. Ачеркана. Вып. 5, М., «Машиностроение», 1964.
11. Дмитриев Л. Б., Лисицын Н. М. Исследование магнитострикционного привода малых подач. «Станки и инструмент», 1963, № 2.
12. Зайченко И. З. Дроссельное регулирование малых расходов жидкости. «Станки и инструмент», 1964, № 5.
13. Левина З. М. Расчет шарикового шлицевого соединения. «Станки и инструмент» 1964, № 6.
14. Левина З. М. Расчет и выбор конструктивных параметров направляющих качения, М., ЭНИМС, 1961.
15. Левит Г. А., Чурин И. Н. Передача винт — гайка жидкостного трения (гидростатическая). «Станки и инструмент», 1964, № 10.
16. Лурье Б. Г., Ошер Р. Н. Масла, обеспечивающие равномерность подач столов станков. «Станки и инструмент», 1960, № 7.
17. Мерперт М. П. Устранение зазоров в механизмах точных подач. «Станки и инструмент», 1956, № 1.
18. Пономарев С. Д., Бидерман В. Л. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Машгиз, 1956.
19. Пясик И. Б. Шариковинтовые механизмы. Киев, Машгиз, 1962.
20. Пуш В. Э. Малые перемещения в станках. М., Машгиз, 1961.
21. Ратмиров В. А. и др. Электроприводы с полупроводниковым управлением. Системы с шаговыми двигателями. М.—Л., «Энергия». 1964.
22. Решетов Д. Н. Расчет деталей станков на прочность при меняющихся режимах нагрузки. Сб. «Прочность при неустановившихся режимах переменных нагружений». М., Изд-во АН СССР, 1954.
23. Сосонкин В. Л. Получение малых стабильных гидравлических подач. «Станки и инструмент», 1967, № 2.
24. Старостин В. К. К расчету шаговых приводов точных подач шлифовальных станков. В кн: «Исследования в области металлоружущих станков». Под ред. д-ра техн. наук проф. Н. С. Ачеркана. Вып. 4. М., Машгиз, 1961.
25. Dan Rowland. Ball — bearing splines, Machine Design, 1961, 33, № 15.
26. Horvath S. Konstanthaltung kleiner hydraulischer Vorschube System «Mikron» Europen, Maschinenmarkt, 1963, 13, № 7.
27. Induktionserwarmung erlaubt Zustellungen unter 1 mkm messgesteuerten. Werkzeugmaschinen, Technika (Suisse), 1963, 12, № 14.
28. Kugelschiebewellen, Bristol Siddeley, Konstruction, 1961, Jg 13, Hf3.

РАЗДЕЛ VIII

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Глава I. ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Зубчатые передачи широко применяются в металлорежущих станках — в механизмах приводов главного движения и движения подачи, в делительных механизмах и т. д. В современных токарных и револьверных станках насчитывается по 80—120 колес, в консольно-фрезерных и зубофрезерных станках — по 50—80, в сверлильных — по 30—50 зубчатых колес.

Ежегодное производство зубчатых колес при выпуске новых станков превышает 10 млн. штук, охватывая тысячи типоразмеров.

Значительное количество колес приходится дополнительно изготовлять на заводах-потребителях при внеочередных и плановых ремонтах станков. Выход из строя зубчатых колес и их замена вызывают простои станков и дополнительные затраты на ремонтные работы.

Основную массу применяемых в станкостроении зубчатых колес составляют цилиндрические прямозубые колеса (80%), выпуск конических колес всех типов достигает 12—15%, а цилиндрических косозубых 3—5%. При этом на колеса с модулем не более 4 *мм* и диаметром, не превышающим 300 *мм*, приходится не менее 90% всего выпуска. Значительная часть зубчатых передач приводных механизмов станков выполняется переключаемыми.

Окружные скорости зубчатых колес в отдельных случаях достигают 25—30 *м/сек*. Однако во избежание увеличения уровня шума и динамических нагрузок в зацеплении максимальную окружную скорость колес обычно ограничивают 14—16 *м/сек*. Более двух третей зубчатых колес станков работает при скорости менее 6 *м/сек*.

Зубчатые колеса делительных механизмов и ответственных узлов прецизионных станков изготовляют по 3—6-й степеням точности (ГОСТ 1643—56), напряженные или быстроходные силовые зубчатые колеса — по 6—7-й степеням (более половины всех колес станков), тихоходные и малонагруженные колеса — по 8-й степени. В табл. 1 приведены рекомендации по назначению степеней точности силовых колес в зависимости от их окружной скорости и особенностей станков [28].

Таблица 1

Рекомендуемая степень точности силовых колес различных станков

Максимальная окружная скорость в *м/сек*	Степень точности (по плавности зацепления и кинематической точности) для колес			
	прямозубых		косозубых	
	Станки нормальной и повышенной точности	Высокоточные станки	Станки нормальной и повышенной точности	Высокоточные станки
До 2,5	8—8—Х	8—7—Х	—	—
Св. 2,5 до 6	7—7—Х	7—6—Х	8—7—Х	7—7—Х
» 6 до 16	6—6—Х	6—5—Х	7—6—Х	6—6—Х
» 16	—	—	6—5—Х	5—5—Х

Для большинства зубчатых передач коробок скоростей универсальных станков является типичным, что максимальная рабочая нагрузка (без учета перегрузок динамического характера) превышает номинальную в 1,5—1,8 раза, а средняя взвешенная (за длительный срок) нагрузка составляет лишь 0,2—0,4 от номинальной. При этом суммарная длительность действия нагрузок, превышающих номинальную нагрузку, составляет не более 5—8% общего времени работы передачи.

Помимо рабочей нагрузки, на зубчатые передачи могут воздействовать другие силы, возникновение которых связано с внешними (по отношению к зубчатой паре) процессами: случайные нагрузки (включая аварийные), нагрузки динамического характера (при пуске и торможении станка, на некоторых режимах резания при резонансе крутильных колебаний) и т. п.

Динамические нагрузки, возникающие в упругой системе механизма привода фрезерных и токарных станков некоторых моделей, могут в 5—10 раз превышать номинальную нагрузку (см. раздел V, глава 2).

Дополнительные «собственные» нагрузки на зубьях возникают в связи с погрешностями изготовления и монтажа самих зубчатых колес и особенностями зубчатого зацепления (динамические нагрузки в процессе пересопряжения профилей от ошибок по шагу, от упругих деформаций вследствие переменной жесткости зацепления и т. п.). Нагрузки этого рода возрастают при увеличении окружной скорости колес.

Зубчатые колеса силовых цепей станков обычно изготовляют с высокой твердостью поверхности зубьев (не менее *HRC* 48—50). Наибольшее влияние на прочность зубчатых колес оказывают начальные и конечные этапы процесса изготовления, определяющие исходные механические свойства материала сердцевины зубьев

и окончательные физико-механические свойства поверхностного слоя в зоне действия наибольших усилий.

При изготовлении колес, заготовки которых получены ковкой, штамповкой или имеют накатанные зубья, достигается более благоприятное расположение волокон. По литературным данным, горячая штамповка повышает изгибную статическую и усталостную прочность и износостойкость зубьев на 20—30% сравнительно с зубьями колес, изготовленных резанием из прокатанного пруткового материала. Предел выносливости зубьев нормализованных или цементованных и закаленных шестерен, полученных накаткой, на 20—25% превышает предел выносливости зубьев фрезерованных шестерен, прошедших ту же термическую обработку [15, 33, 65].

Предварительно зубья нарезаются зубофрезерованием, а в некоторых случаях (закрытые многовенцовые блоки, внутреннее зацепление и т. п.) — зубодолблением или контурным зубостроганием. Окончательная обработка закаленных зубчатых колес в станкостроении осуществляется в основном по двум схемам: 1) зубошевингование — окончательная термическая обработка — отделка базовых поверхностей (8-я или, реже, 7-я степень точности) 2) окончательная термическая обработка — отделка базовых поверхностей — зубошлифование (колеса 7-й и более высоких степеней точности).

Шевингованные закаленные зубчатые колеса менее трудоемки, однако их точность ограничена деформациями, присущими окончательной термической обработке зубчатого венца, а твердость сердцевины зубьев ограничивается возможностями режущего инструмента, не достигая значений, соответствующих наибольшей усталостной прочности. При использовании зубошлифования для отделки закаленных зубчатых колес могут быть достигнуты и высокая точность, и оптимальные характеристики материала сердцевины. К недостаткам этой схемы изготовления, помимо более низкой производительности и высокой стоимости процесса, следует также отнести и опасность существенного снижения долговечности колеса вследствие ряда дефектов поверхности, часто сопутствующих шлифованию.

Для отделки зубьев после термической обработки находят применение процессы хонингования, притирки или приработки колес в паре. В отличие от шлифования эти процессы, понижая шероховатость поверхности и улучшая контакт зубьев, не вызывают существенного повышения точности.

При изготовлении колес, переключаемых осевым передвижением, торцы зубьев подвергают специальной обработке для придания им закругленной формы, что облегчает включение колес и способствует повышению их долговечности.

Получает распространение обработка фасок по профилю зуба, особенно для зубчатых колес, подвергаемых химико-термическому упрочнению.

Для большинства станочных зубчатых колес, в том числе для всех силовых колес с $m = 2{,}5 \div 6$ *мм*, применяют поверхностное упрочнение (термическое — индукционная закалка и химико-термическое — цементация с закалкой, азотирование).

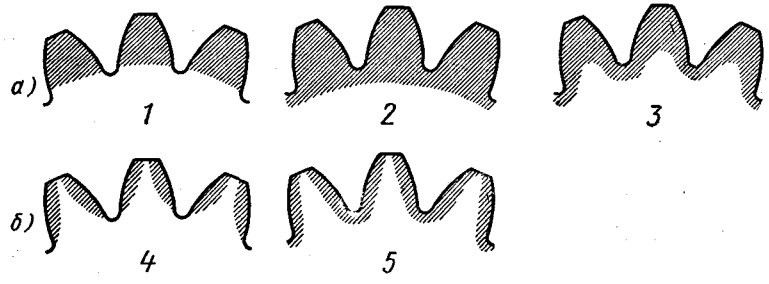


Рис. 1. Расположение упрочненной зоны при индукционной закалке:

а — сквозная закалка в кольцевом индукторе (одновременная); *б* — поверхностная закалка в специальных индукторах (последовательная); *1* — неполная; *2* — с охватом дна впадины; *3* — сталь пониженной прокаливаемости; *4* — закалка рабочих профилей; *5* — контурная закалка

Зубчатые колеса, изготавливаемые из легированных и углеродистых сталей со средним содержанием углерода (40Х, реже 40ХФ, 40ХН и 45), подвергают индукционному нагреву (рис. 1). Твердость поверхности после закалки и отпуска *HRC* 48—53. Для цементуемых колес (рис. 2) используют низкоуглеродистые легированные стали — в основном марок 20Х и 18ХГТ, реже 12ХН3А, 25ХГТ, 20ХНМ. Твердость поверхности после закалки и отпуска составляет *HRC* 56—62. Азотированные колеса изготовляют из стали 38ХМЮА, 35ХЮА, 40ХФ, 40Х. При этом получают твердость на поверхности азотированного слоя *HRC* 65—70 (38ХМЮА, 35ХЮА) или *HRC* 54—57 (40ХФ, 40Х).

Рис. 2. Расположение упрочненной зоны при химико-термической обработке (цементация, нитроцементация, азотирование)

Рис. 3. Расположение упрочненной зоны при объемной закалке

Объемное упрочнение (нормализация, отжиг, улучшение, закалка) в качестве окончательной термической обработки колес используют сравнительно редко (рис. 3) — как правило, для слабонагруженных или мелкомодульных и крупномодульных колес. В этих случаях применяют конструкционную углеродистую сталь 45 и в отдельных случаях легированные стали 50ХН и 35ХНМ,

Улучшенные зубчатые колеса получают твердость *HB* 240—300, а закаленные *HRC* 45—50.

Нормализацию, отжиг и улучшение повсеместно используют для предварительной термической обработки колес, подвергаемых поверхностному упрочнению, с целью повышения механических свойств материала зубьев и снятия вредных внутренних напряжений. Объемную закалку (в печи или в ванне с распловам солей) применяют для колес, прошедших цементацию (нитроцементацию).

1. **Индукционная закалка при нагреве т. в. ч.** Применяемые в станкостроении способы индукционной закалки подразделяются: по схеме нагрева зубьев во времени — на одновременный и последовательный и по характеру расположения закаленной зоны в теле зуба — на сквозную закалку (неполную или с охватом дна впадины), контурную и закалку по рабочему профилю. Если первый признак определяет главным образом производительность, трудоемкость и стоимость способа, то второй — его возможности в отношении обеспечения заданных механических свойств материала зуба. На рис. 1 приведены различные варианты расположения закаленной зоны.

Одновременная закалка зубчатого венца в кольцевом индукторе — основной способ упрочнения зубчатых колес станков с модулем до 6 *мм*. Широкое применение этого способа основано на его высокой производительности и малой трудоемкости, а также на обеспечении удовлетворительной износостойкости и контактной прочности зубьев. Однако требуемая изгибная выносливость ножки зуба достигается далеко не всегда.

При нагреве в кольцевом индукторе зуб закаливается насквозь (по сечению), причем в зависимости от модуля колеса, используемой частоты тока и удельной мощности закалочного оборудования обеспечивается охват закаленной зоной тела венца ниже дна впадин на определенную глубину либо закалка только зуба (*неполная закалка*) *с обрывом упрочненного слоя в зоне корневого сечения*.

Оптимальная закалка с охватом дна впадин (без перегрева вершин зубьев) может быть получена при использовании: лампового генератора (частота тока 60—70 *кгц*) для колес с $m \leqslant 3{,}5$ *мм*, машинного генератора (частота тока 8—10 *кгц*) для колес с $m = 3 \div 6$ *мм*. Максимальный наружный диаметр зубчатых колес, закаливаемых в кольцевом индукторе, ограничивается мощностью применяемых генераторов и практически не превышает 300 *мм*.

Сравнительно с закалкой, охватывающей дно впадин, применение неполной закалки зубьев позволяет уменьшить деформации колес, однако при этом существенно снижается усталостная прочность ножек зубьев.

Последовательную закалку каждого зуба по рабочим профилям путем нагрева в петлевом индукторе применяют обычно для зубчатых колес с модулем свыше 6—7 *мм* и диаметром свыше 300 *мм*,

которые не могут быть нагреты в кольцевом индукторе. Этот способ закалки обеспечивает удовлетворительную износостойкость и контактную прочность рабочих поверхностей зубьев. Изгибная прочность зубьев сравнительно низкая и определяется механическими свойствами незакаленного материала в зоне корневого сечения зуба.

Непрерывно-последовательную закалку зубьев по контуру при нагреве под слоем воды применяют для зубчатых колес с модулем от 2,5 до 12 *мм* и диаметром от 40 до 650 *мм*. Нагрев осуществляют на специальных станках от лампового генератора (частота тока ~ 200 *кгц*) при движении индуктора по впадине вдоль соседних зубьев. Из всех способов упрочнения с нагревом т. в. ч. закалка по контуру обеспечивает наиболее высокие характеристики усталостной прочности и наименьшие закалочные деформации зубьев. Закалочные станки для контурной закалки под водой позволяют обрабатывать колеса в широком диапазоне размеров при несложных переналадках, однако производительность этого способа в 3—4 раза ниже, чем одновременной закалки в кольцевом индукторе.

В последние годы предпринимаются попытки разработать промышленный способ закалки с нагревом т. в. ч., который обеспечил бы экономические преимущества наряду с высокими прочностными и точностными характеристиками зубчатых колес. Таким способом, получившим определенное развитие в массовом производстве для колес с $m = 4 \div 8$ *мм*, является одновременная закалка в кольцевом индукторе зубчатого венца из среднеуглеродистой стали пониженной прокаливаемости. При преодолении некоторых затруднений с выплавкой таких сталей и созданием простых охлаждающих устройств описанный способ может найти применение на станкозаводах с крупносерийным выпуском.

2. **Цементация с последующей закалкой** применяется для наиболее напряженных колес, обеспечивая высокую прочность (усталостную и ударную) и износостойкость зубьев. Эффект упрочнения при этом виде химико-термической обработки в значительной мере зависит от таких параметров, как: твердость и толщина слоя, концентрация углерода и остаточного аустенита, микроструктура и распределение карбидной составляющей в слое, твердость и микроструктура сердцевины. Достижение рациональных значений указанных выше характеристик осуществляется соответствующим выбором марки (химического состава) стали, технологии процессов цементации и закалки (карбюризатор, температура, длительность и последовательность отдельных операций и т. д.).

В станкостроении ранее практиковалась цементация в твердом карбюризаторе, в последние годы получила распространение более производительная газовая цементация (в шахтных печах) при использовании в качестве карбюризатора осветительного керосина. Температура цементации 920—950° С.

Твердость поверхности зубьев после цементации, закалки и отпуска обычно назначают в пределах *HRC* 56—62, причем бо́льшие значения стремятся получить в целях обеспечения максимальной износоустойчивости (при отсутствии значительных динамических перегрузок), меньшие — для достижения максимальной усталостной и ударной прочности (по изгибу).

Толщина цементованного слоя, в значительной мере влияющая на величину и характер распределения по сечению остаточных напряжений в зубе, назначается в станкостроении в пределах 0,4—1,8 *мм* в зависимости от модуля или толщины зуба шестерни. Толщину цементованного слоя, оптимальную с точки зрения изгибной усталостной прочности зубьев, для зубчатых колес с $m = 1 \div 8$ *мм* можно определить по соотношению $\delta = 0{,}15m + u_ш$, где $u_ш$ — припуск на зубошлифование ($u_ш \approx 0{,}1 \div 0{,}2$ *мм*). Однако в станкостроении, как правило, практикуют несколько бо́льшую толщину слоя, учитывая возможность работы зубчатых колес в условиях действия перегрузок динамического характера, местной концентрации напряжений и т. п. Для таких условий рекомендуется толщина слоя, равная $\sim 15\%$ от толщины зуба (по делительной окружности) или $\delta = (0{,}2 \div 0{,}25)m$ *мм* (верхние значения для меньших модулей).

Толщина слоя при цементации регулируется температурой и длительностью процесса. При заданном материале и температуре толщина слоя прямо пропорциональна $\sqrt{t_{вр}}$, где $t_{вр}$ — время процесса. При обычной газовой цементации с использованием осветительного керосина скорость процесса составляет примерно 0,1—0,15 *мм/ч*.

Концентрация углерода в поверхностном слое используемых в станкостроении цементованных зубчатых колес обычно находится в пределах 0,8—1,1%. Оптимальным содержанием углерода в слое, при котором обеспечивается максимальная изгибная усталостная прочность зубьев, считают 0,8—0,9%. Для обеспечения заданной концентрации углерода в слое необходим переход на газовую цементацию с регулируемой атмосферой.

Получению качественного цементованного слоя способствует использование сталей, содержащих молибден и ванадий, которые, увеличивая закаливаемость, не склонны к пресыщению слоя углеродом и увеличению в нем остаточного аустенита.

Микроструктура поверхностного слоя для получения оптимальной прочности зубьев должна быть мелкозернистой, однородной и не содержать грубой карбидной сетки. Размеры зерна в хромистых и хромоникелевых сталях могут существенно увеличиваться в процессе цементации и при перегреве (свыше 950° С). Во избежание роста зерна при нагреве используют стали, содержащие Mo, W, V, Ti, а также обеспечивают достаточно быстрое охлаждение после цементации. Для получения мелкозернистой структуры и раздробления карбидной сетки в цементованном слое

(в случае ее образования) применяют предварительную и дополнительную термическую обработку — нормализацию и высокий отпуск, проводимые перед цементацией и, при необходимости, после цементации (до закалки).

Твердость сердцевины зуба, определяемая составом стали, размерами зуба и режимом закалки (с которыми связано важное свойство стали — ее прокаливаемость), обычно находится в пределах: *HRC* 30—35 (сталь 20Х, 18ХГТ, 12ХН3А) и *HRC* 30—40 (сталь 20ХНМ, 25ХГТ) — в зубчатых колесах с $m = 2 \div 6$ *мм* и *HRC* 27—35 для более крупных колес. Для получения оптимальной твердости сердцевины при цементации зубчатых колес с большим модулем применяют стали с более высоким содержанием углерода (0,25%) и легирующих элементов, увеличивающих прокаливаемость.

Микроструктура материала сердцевины в значительной мере влияет на усталостную и ударную прочность зубьев. Для получения оптимальной структуры и твердости и снижения величины остаточных растягивающих напряжений в сердцевине используют различные схемы закалки цементованных колес, а также стали с легирующими элементами, способствующими большей вязкости и получению мелкозернистой структуры при закалке сердцевины (Ni, Ti, Mo и др.). Цементованные колеса закаливают по двум схемам — с повторного нагрева и непосредственно (с цементационного нагрева). Закалке с повторного нагрева до температуры 800—850° С (после охлаждения цементованных колес до комнатной температуры) с целью улучшения структуры сердцевины подвергают в станкостроении хромистые, хромоникелевые и хромоникельмолибденовые стали (20Х, 12ХН3А, 20ХНМ и т. п.). Во избежание дополнительных деформаций, вызываемых повторным нагревом, применяют непосредственную закалку после подстуживания до температуры 820—840° С, однако применительно лишь к тем маркам стали, которые обладают гарантированной мелкозернистой структурой и повышенной вязкостью (18ХГТ, 25ХГТ). Для уменьшения закалочных деформаций и избежания трудностей механической обработки шлицевых отверстий, возникающих при объемной закалке всего колеса, довольно широко применяют индукционную закалку зубчатого венца с нагревом т. в. ч. Однако прочность и износостойкость зубьев при такой закалке цементованных колес, как правило, понижена.

3. **Азотирование** применяют для упрочнения зубчатых колес преимущественно в тех случаях, когда необходимо избежать зубошлифования (колеса сложной конфигурации, с внутренним зацеплением, тонким ободом и т. п.) и в то же время обеспечить необходимую точность, а также для получения максимальной износостойкости рабочих поверхностей зубьев.

В станкостроении распространено газовое азотирование в атмосфере аммиака (со степенью диссоциации 15—25%) при температуре 480—550° С. Вследствие сравнительно низкой температуры процесса существенные структурные изменения материала отсутствуют и поэтому коробление невелико и стабильно.

Азотирование обеспечивает высокую износостойкость, что связано с образованием в поверхностном слое субмикроскопических частиц — нитридов, а также удовлетворительную усталостную прочность зубьев. Недостатком процесса является его длительность (например, для азотирования слоя глубиной 0,4—0,5 *мм* требуется 40—60 *ч*) и повышенная чувствительность азотированных колес к перегрузкам ударного характера вследствие хрупкости слоя.

В станкостроении в последнее время осуществляется переход от традиционных азотируемых сталей 38ХМЮА, 35ХЮА, содержащих алюминий, к безалюминиевым сталям типа 40ХФ и 40Х. Для алюминиевых сталей характерно повышенное содержание в азотированном слое так называемой ε-фазы и азота, вызывающее значительную твердость слоя (*HV* 900—1200, *HRC* 63—70), хрупкость и менее благоприятное распределение остаточных сжимающих напряжений по сечению зуба. При азотировании сталей типа 40ХФА поверхностный слой получается более вязкий и менее твердый (*HRC* 54—57), что позволяет зубьям колес выдерживать значительно бо́льшую ударную нагрузку при примерно одинаковых характеристиках усталостной прочности и незначительном снижении износостойкости.

Глубину слоя, зависящую в основном от длительности и температуры процесса, выбирают: для колес с $m \leqslant 6$ *мм*, равной $0{,}1m$; для колес с $m > 6$ *мм*, равной 0,5—0,6 *мм*. В связи с уменьшением относительной толщины упрочненного слоя азотированных колес большого модуля ($m > 6$ *мм*) повышение их прочностных характеристик стремятся обеспечить путем возможного увеличения твердости сердцевины зубьев.

Твердость сердцевины определяется режимом термического улучшения материала заготовок и практически ограничивается возможностями режущего инструмента при дальнейшей механической обработке колес. В условиях серийного производства твердость сердцевины обычно составляет *HRC* 24—28. В ответственных случаях при необходимости добиться максимальной усталостной прочности зубьев можно достичь оптимальной твердости сердцевины (*HRC* 30—40), применяя марки стали, дисперсионно-твердеющей при температуре азотирования (нитраллои с содержанием 0,2—0,27% С; 1—1,3% Cr; 0,2—0,35 Mo; 0,85—1,2% Al; 3,2—3,8% Ni), или стареющие стали типа 13ХНДФЮТ.

Увеличение степени диссоциации аммиака свыше 25—30% вызывает обезуглероживание поверхностного слоя и уменьшение количества нитридов в нем, что приводит к снижению усталостной прочности зубьев. Уменьшение прочности вызывается и повышением температуры процесса свыше 580—600° С, которое

сопровождается увеличением размеров зерен нитридов и ростом ε-фазы в слое.

В связи с большой длительностью обычного (газового) азотирования проводятся изыскания с целью сокращения времени процесса. В станкостроении ряда зарубежных стран (ГДР, ФРГ, США, Италия) получил распространение процесс «мягкого» («ванного») азотирования зубчатых колес в расплавленных цианистых солях, продолжительность которого составляет всего 1,5—3 *ч* (при $t = 550 \div 580°$ С). Мягкое азотирование обеспечивает более высокую износостойкость и примерно такую же усталостную прочность, как и обычное газовое азотирование, хотя общая глубина упрочненного слоя не превышает 0,2 *мм*. Несмотря на большие достоинства этого процесса, его распространению в отечественной промышленности препятствует необходимость вести обработку в ядовитых высокоцианистых солях.

4. **Нитроцементация.** В станкостроении в последние годы получает распространение процесс газовой нитроцементации зубчатых колес, осуществляемый в атмосфере эндогаза с добавкой аммиака в количестве 2—3% при температуре 820—850° С. Этот процесс по основным характеристикам занимает промежуточное положение между цементацией и азотированием. Нитроцементованные колеса по сравнению с цементованными обладают более высокой износостойкостью и контактной прочностью зубьев, однако по усталостной изгибной прочности они, как правило, несколько уступают последним. Вследствие сравнительно небольших деформаций нитроцементованные зубчатые колеса во многих случаях могут быть изготовлены без применения зубошлифования.

На эффективность упрочнения зубчатых колес нитроцементацией влияют в основном те же факторы, что и при упрочнении цементацией, однако имеются и особенности: для получения наибольшей усталостной прочности зубьев необходимо, чтобы суммарное содержание углерода и азота — $(C + N_2)$ % — в поверхностном слое находилось в оптимальных пределах, зависящих от химического состава стали. Так, для сталей, не содержащих молибден (25ХГТ, 40Х), оптимальное содержание $(C + N_2)$ составляет 0,95 — 1,25% (при содержании углерода 0,65—0,9%), а для молибденовых сталей (25ХГМ и 25ХГМТ) 1,25—1,65% (при содержании углерода 0,75—1,2%). При более низком содержании углерода и азота в структуре нитроцементованного слоя появляется троостит, при более высоком — повышенное количество аустенита и дефекты структуры в виде «темной составляющей» и др., ведущие к потере прочности.

Поскольку азот сам по себе является сильно легирующим элементом, марки стали для нитроцементуемых зубчатых колес выбирают менее легированные, чем для цементуемых. В станкостроении для этого процесса используют стали 18ХГТ, 25ХГТ и 40Х, подвергающиеся непосредственной закалке.

Твердость нитроцементованной поверхности колес из этих сталей составляет *HRC* 57—60, твердость сердцевины зубьев *HRC* 30—38 (при $m = 2 \div 5$ *мм*). Толщину слоя выбирают несколько меньшей, чем при цементации, но большей, чем при азотировании: $\sim (0{,}13 \div 0{,}2)m$.

ВИДЫ И ПРИЧИНЫ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ

Основными видами разрушений и повреждений в зависимости от условий, в которых работают зубчатые колеса, их конструктивных и технологических параметров могут быть поломки, усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев, абразивный износ, заедание зубьев, пластическое течение поверхностных слоев и повреждение торцов зубьев.

Изучение основных видов и причин разрушений зубчатых колес отечественных станков, проведенное в ЭНИМСе [37], показало, что преждевременный выход из строя зубчатых передач наблюдается главным образом в силовых цепях механизма главного привода и значительно реже привода подач. Основными видами разрушения зубчатых колес станков являются: 1) поломки зубьев (более $^3/_4$ всех замененных за 5 лет «фирменных» колес главного привода); 2) износ торцов зубьев при переключениях (почти $^1/_5$ замененных колес) и 3) износ боковых рабочих поверхностей зубьев (около 3% замененных колес).

В токарных и револьверных станках некоторых моделей доля поломок составляет 50—70%, а торцевой износ зубьев 30—50%, в консольно-фрезерных станках некоторых моделей доля поломок среди прочих видов разрушений колес превышает 90%.

Обычно в станках поломкам подвергаются преимущественно две-три пары колес, которые и по расчету являются слабыми звеньями. В токарных станках поломки преимущественно происходят при обдирке, обработке деталей наибольшего диаметра, обтачивании деталей с прерывистым контуром, неравномерным припуском и т. п.; во фрезерных станках — при частых пусках или торможениях (работа на высоких скоростях вращения шпинделя), при режимах фрезерования, вызывающих резонанс крутильных колебаний в упругой системе привода.

Поломки зубьев вызывают внезапное нарушение работоспособности механизма и всего станка. Поломки могут быть вызваны: а) многократно-повторными (циклическими) изгибными нагрузками; б) малочисленными, но значительными по величине перегрузками ударного или статического характера.

Анализ характера изломов зубьев в передачах станков позволяет большую часть поломок отнести к типично усталостным (рис. 4, *а*, *б*) или ударно-усталостным (рис. 4, *в*). На рис. 4, *б* заметны характерные зоны типично усталостного излома: очаг (фокус) повреждения, зона усталостного развития (с усталостными

линиями и ступеньками) и зона долома. Иногда разрушению подвергается лишь часть зуба, что обычно связано с концентрацией напряжений у конца зуба (по длине). В последнем случае поломки могут носить как усталостный (рис. 4, *г*), так и статический характер (рис. 4, *д*).

Вторым (по распространенности) видом разрушения силовых зубчатых колес в токарно-винторезных, револьверных, карусельных и некоторых сверлильных станках является повреждение зубьев переключаемых колес с торца (рис. 5). При недостаточно высокой твердости торцов наблюдается их изнашивание или смятие, при чрезмерно высокой — хрупкое разрушение, ведущее к скалыванию торцов, при мягкой сердцевине и твердой поверхности зубьев — продавливание поверхностного слоя. В токарных и револьверных станках некоторых моделей выход

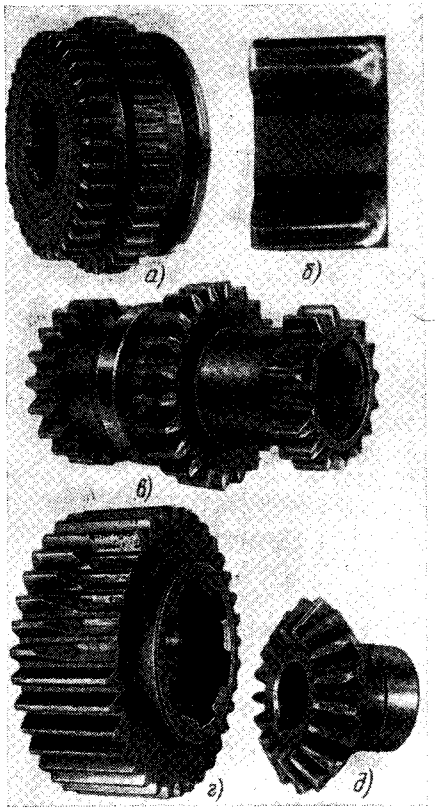


Рис. 4. Поломки зубьев

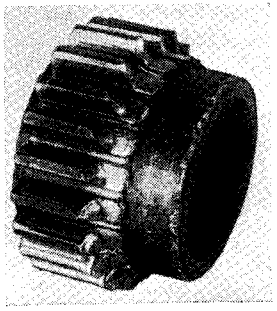


Рис. 5. Износ и смятие зубьев с торцов

из строя зубчатых колес в связи с повреждением торцов зубьев достигает 30—50% всех случаев разрушения. Бо́льшая часть колес с интенсивными торцовыми повреждениями относится к станкам, работающим с частыми переключениями зубчатых колес. По данным работы [22], за год двухсменной работы токарных станков износ торцов приводил к сокращению ширины зуба в среднем на 0,6 *мм*, а в отдельных случаях до 1,3—1,5 *мм*.

В отличие от поломок для колес с торцовыми повреждениями зубьев не существует твердых критериев отбраковки. Как правило, замена колес с торцовыми повреждениями зубьев приурочивается к среднему или капитальному ремонту. Наиболее часто разрушенная часть зубьев колес к моменту замены составляет 15—30% от первоначальной длины зубьев (ширины венца), однако встречаются случаи замены колес с зубьями, изношенными лишь на 10%.

В работах [1, 22] был предложен ряд мероприятий для заводов-изготовителей, направленных на уменьшение износа торцов зубьев переключаемых колес. Сравнение с данными по аналогичным станкам современных моделей указывает на уменьшение количества выходов зубчатых колес из строя по этой причине вследствие: 1) применения более рационального закругления торцов зубьев; 2) улучшения термической обработки торцов зубьев; 3) применения в станках современных моделей более рациональных тормозных систем.

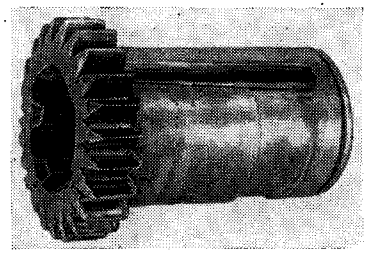


Рис. 6. Износ зубьев по рабочим поверхностям

Износ рабочих поверхностей зубьев колес, подвергнутых закалке до твердости *HRC* 48—50 и более, в станках нормальной точности обычно не сказывается существенно на работоспособности передачи. В коробке скоростей токарных станков износ зубьев, измеренный в зоне делительного цилиндра, за год двухсменной работы составлял 10—45 *мк*, причем распределение износа по высоте профиля зубьев было близко к равномерному [22]. В сверлильных и некоторых других станках отмечены случаи повышенного абразивного износа зубьев (рис. 6). В механизмах подач вертикально-сверлильных станков этот вид повреждения составляет иногда более половины всех повреждений. Повышенный износ зубьев по профилю обычно отмечается при недостаточной твердости рабочих поверхностей после термической обработки ($HRC \leqslant 40—50$), а также при плохой смазке, при интенсивном загрязнении смазки продуктами износа торцов зубьев и вилок механизма переключения, при значительных кромочных давлениях, неравномерном прилегании и плохой отделке поверхностей сопряженных зубьев и т. п.

В станках с частыми перегрузками механизма привода наблюдаются также смятия рабочих поверхностей зубьев колес. Небольшое число зубчатых колес (менее 1% общего количества вышедших из строя силовых колес обследованных станков) заменяется вследствие износа шлицевого отверстия и по другим причинам.

Прогрессирующее усталостное выкрашивание (питтинг) рабочих поверхностей зубьев, являющееся одним из главных видов

разрушения зубчатых передач многих машин, в станках встречается весьма редко. По-видимому, это связано с несколькими причинами.

1. При принятых методах термической обработки, переменных режимах нагрузок и геометрических параметрах зубчатых колес станков расчетная прочность поверхностных слоев закаленных зубьев в зоне контакта обычно легко обеспечивается, в то же время достижение расчетных условий сопротивления изгибающим напряжениям (в зоне «опасного сечения») связано с значительными технологическими трудностями. Поэтому (в соответствии с выводами, полученными в работах [56, 60] и др.) контактная усталостная прочность ограничивает нагрузочную способность при сравнительно низкой твердости материала поверхности зубьев (рис. 7, *а*), а изгибная усталостная прочность — при высокой твердости (рис. 7, *б*). На рис. 7 [56] показаны кривые предельной нагрузки, полученные в результате многочисленных стендовых испытаний, в зависимости от окружной скорости, твердости материала и точности цилиндрических зубчатых колес.

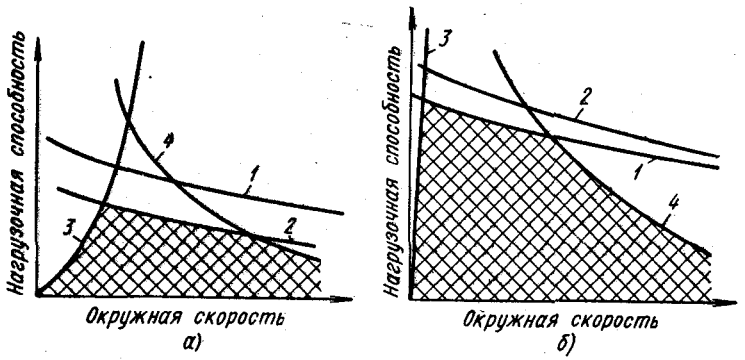


Рис. 7. Сравнительная нагрузочная способность зубчатых колес в зависимости от твердости материала зубьев и окружной скорости:

а — точные колеса, твердость зубьев (по всему сечению) *НВ* 180—350; *б* — прецизионные шлифованные колеса, твердость поверхности зубьев *HRC* 50—60 (предельные кривые по условиям: *1* — усталостной изгибной прочности; *2* — усталостной контактной прочности; *3* — допустимого износа профилей; *4* — заедания зубьев)

2. Развитию трещин поверхностной усталости препятствует износ тонкого поверхностного слоя (толщиной в несколько микрон или десятков микрон), характерный для работы большинства зубчатых передач станков.

3. В станках отсутствует загрязнение смазки почвенной пылью и некоторыми другими веществами, способствующими быстрому развитию питтинга в зубчатых колесах сельскохозяйственных, строительных, транспортных и ряда других машин.

Причины повреждения зубчатых колес связаны, с одной стороны, с неточностью данных о нагрузках, действующих в передаче, с другой — с отклонением фактической прочности зубьев от расчетной под влиянием конструкционных, технологических и эксплуатационных факторов, недостаточно учитываемых при проектировании. В конечном счете действие различных причин сказывается в возникновении дополнительных усилий, концентрации напряжений, неблагоприятном распределении остаточных (внутренних) напряжений, снижении механических свойств материала и ослаблении опасного сечения зуба.

Примеры конструкционных причин можно привести следующие: а) отличие используемых в расчете характеристик прочности материала, полученных из результатов стандартных испытаний образцов, от соответствующих характеристик реальных зубчатых колес; б) отсутствие фрикционной муфты в цепи главного привода, нерациональные конструкция и расположение системы торможения и другие просчеты, приводящие к возникновению в механизме значительных перегрузок динамического характера; в) неправильный выбор допусков и зазоров проектируемой передачи, ведущий к появлению на зубьях дополнительных динамических нагрузок; г) неудачное расположение зубчатых колес относительно опор, отсутствие учета деформации валов, подшипников и тела зубчатого колеса, назначение слишком большой относительной ширины зубчатого венца при сравнительно невысокой точности колеса, что в ряде случаев приводит к значительной концентрации напряжений у торцовых кромок зубьев, и т. п.;

Примеры технологических причин: а) дефекты материала в состоянии поставки; б) нерациональные схемы и режимы термической обработки зубчатых колес; в) погрешности механической обработки: отклонение направления зуба по длине, профильные ошибки и т. п., дефекты поверхности выкружки и рабочих поверхностей (грубые следы обработки, наличие трещин, шлифовочных ожогов, увеличение микронеровностей, уменьшение радиуса галтели и т. д.); г) дефекты монтажа (перекосы, установка колес с нерациональными зазорами в зацеплении, наличие неполного — по длине зуба — зацепления, нанесение поверхностных повреждений при монтаже и т. д.).

К эксплуатационным причинам относятся: а) превышение дозволенных режимов резания; б) неправильная наладка станка — свинчивание патрона на ходу (в токарных станках старой конструкции) ударом кулачка патрона по упору, закрепленному на станине; наезды подвижных узлов станка на неподвижные вследствие неправильной расстановки упоров или по недосмотру обслуживающего персонала; в) нарушение правил управления станком — резкое торможение шпинделя путем включения обратного хода, переключение подвижных (в осевом направлении) зубчатых колес на быстром ходу, ведущее к ударному нагружению зубьев колес;

г) нерегулярная очистка и замена смазки; неисправности в системе смазки; д) использование универсального станка в качестве операционного на обдирочных работах и т. д.

Для большинства станков токарной, фрезерной и сверлильной группы наиболее важное значение имеют факторы, связанные с нерациональным выбором и неправильным осуществлением упрочняющей термической обработки зубчатого венца и приводящие к перегрузкам динамического характера в механизме.

В токарных, револьверных и карусельных станках обычной конструкции основные причины поломок связаны с закалкой зубьев при нагреве т. в. ч. без охвата дна впадины, а также с необоснованным распространением термической обработки при сквозном нагреве т. в. ч. или объемной закалки на наиболее напряженные колеса (обычно одна — три пары в станке), требующие оптимальных вариантов химико-термической обработки или контурной закалки. Одно из препятствий к применению более эффективных методов термической обработки до последнего времени заключалось в отсутствии достаточно полных и достоверных данных об их прочностных возможностях и области применения.

Поломки вследствие динамических нагрузок в станках этих типов наблюдаются при резком торможении путем включения фрикциона обратного хода и при обработке деталей с неравномерным припуском и прерывистой поверхностью.

Причины наиболее интенсивного износа или смятия торцовых поверхностей переключаемых колес заключаются в возникновении недопустимо больших контактных давлений вследствие значительной разности окружных скоростей (переключения на ходу), больших приведенных маховых масс включаемых колес и нерациональной формы торцовых поверхностей, а также в недостаточной твердости материала торцов ($< HRC$ 45—50) или неблагоприятном ее распределении по поверхности. Выбор для закругления торца конусной или заостренной формы приводит к кромочному контакту, быстрому искажению первоначальной геометрии торцов и ухудшению включаемости колес. Причиной повышенного износа торцов при переключении колес в ряде случаев является неравномерное распределение твердости поверхности по высоте зуба, характерное для закалки с нагревом т. в. ч. от лампового генератора, в сочетании с особенностями контактирования зубьев при заостренной или конусной формах торцов. В этом случае имеет место контакт между более твердой вершиной торца зуба одного колеса и менее твердой торцовой поверхностью ножки зуба другого колеса.

В консольно-фрезерных и токарных станках некоторых моделей, которые характеризуются «жесткой» связью приводного электродвигателя с механизмом главного привода (отсутствие фрикционной муфты или передачи гибкой связью), использованием системы торможения «противовключением» асинхронного электродвигателя, а также возможностью резонанса крутильных

колебаний в приводе при резании, важнейшая причина разрушений — возникновение в ряде случаев значительных перегрузок ударного и колебательного характера; в то же время оказывают неблагоприятное влияние и принятый способ упрочнения зубьев (сквозная закалка), не обеспечивающий необходимой ударной прочности. Число поломок в этих станках обычно в несколько раз выше, чем в токарных и револьверных станках обычной конструкции (с фрикционной муфтой в цепи главного движения).

Роль перегрузок, возникающих при переходных процессах (пуске и торможении), в преждевременном выходе зубчатых колес из строя видна из факта значительного сокращения числа поломок в приводе фрезерных и токарных станков тех же моделей при проведении на заводах-потребителях следующих мероприятий: 1) замены торможения «противовключением» другой системой торможения, 2) введения ременной передачи от приводного электродвигателя на входной вал механизма привода и 3) установки фрикционной муфты на первом вале механизма привода. Влияние «резонансных» перегрузок при резании выявляется из сравнения режимов фрезерования, при которых наблюдался наиболее интенсивный выход из строя зубчатых передач главного привода консольно-фрезерных станков, с результатами динамического расчета, проведенного в ЭНИМСе для нескольких моделей станков этого типа (см. гл. II раздела V, т. 2). Эти режимы (а — $n_{шп} = 300 \div 500$ *об/мин*; $s = 300 \div 470$ *мм/мин*; $t = 3 \div 6$ *мм*; фрезы торцовые: $z_{фр} = 8 \div 12$ и цилиндрические; б — $n_{шп} = 190 \div 235$ *об/мин*; $s = 180 \div 250$ *мм/мин*; $t = 3 \div 10$ *мм*; $z_{фр} = 6 \div 8$) по частоте силового возбуждения попадают в зону собственной частоты упругой крутильной системы привода либо кратных частот, что и вызывает резонансные явления. Работа на таких же станках, но при других режимах, даже более интенсивных по уровню потребляемой мощности, отличается значительно более высоким сроком службы колес, что объясняется «выходом» частоты силового возбуждения из опасной резонанской зоны.

В станках сверлильной группы существенное влияние на поломки и абразивный износ зубьев колес могут иметь недостатки конструкции механизма переключения и фиксации зубчатых блоков и нерациональный выбор материала и термической обработки как самих колес, так и переключающих вилок. Повреждения зубьев могут быть вызваны неполным зацеплением (по ширине венца) или образованием силового «замка» при смещении передвижных колес вследствие большого износа вилок, действия осевых усилий, возникающих из-за погрешностей взаимного расположения сопряженных колес и формы закругления торцовых поверхностей зубьев, и некоторых других причин. Более сильное влияние перечисленных выше факторов для станков сверлильной группы

связано со спецификой конструкции этих станков: наличием узких зубчатых венцов [$b = (3 \div 5)m$] и вертикальным расположением валов механизма с передвижными колесами.

МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

В станкостроении актуальными являются испытания зубчатых колес: на изгибную усталостную долговечность (выносливость) и на износостойкость (долговечность по износу) торцов зубьев переключаемых колес.

Испытания зубчатых колес на долговечность могут проводиться в специализированных стендах либо в составе механизма в сборе.

Испытания на изгиб. Экспериментальные исследования изгибной выносливости зубчатых колес осуществляют на стендах с вращением колес или пульсаторах. Стендовые испытания дают результаты, более близкие к реальным условиям работы зубчатых передач в машинах, но требуют сравнительно большее число колес для испытаний.

Стендовые и пульсаторные испытания отдельных зубчатых пар обычно применяют для получения кривых выносливости зубьев, для исследования влияния на долговечность отдельных факторов, например материала и способа упрочняющей обработки или модификации профиля зуба и т. п. Для комплексной оценки влияния на долговечность колес конструкционных и технологических факторов, действующих в механизмах станка, применяются испытания зубчатых передач в составе всего механизма, который при этом подвергается нагружению по программе, близко воспроизводящей эксплуатационный режим нагрузок.

Стенды для испытания отдельных зубчатых пар разделяются на установки с разомкнутым силовым контуром и замкнутым силовым контуром с циркулирующей мощностью. В установках первого типа крутящий момент передается от двигателя через испытуемую зубчатую передачу к тормозному устройству. В замкнутых установках нагружение испытуемых колес осуществляется за счет внутренних упругих сил системы с помощью нагрузочного устройства.

Исследования усталостной долговечности зубчатых колес станков проводились в ЭНИМСе на стенде (рис. 8). Стенд состоит из двух одинаковых зубчатых передач *1* и *2* ($i = 1$), помещенных в редукторы, валов (оси *I* и *II*), соединяющих эти передачи в замкнутый контур, приводного электродвигателя *6* и нагружающего устройства, состоящего из динамометра кручения с упругим (торсионным) валиком, нагрузочной муфты *4* и червячного редуктора *5*. Нагружение зубчатых колес производится закручиванием торсионного валика *3* с помощью винтовой муфты *4*, позволяющей нагружать стенд на ходу (в других конструкциях для закручивания упругого вала используются гидравлические, пневматические или электромагнитные устройства). Величину нагрузки измеряют с помощью динамометра кручения и измерительных мостов из проволочных тензометров, наклеенных на торсионный вал. Для измерения числа циклов нагружения зубьев колес применяется счетчик чисел оборотов *7*.

Общие потери в механизме стенда, включая электропривод, не превышали 3—3,5% от мощности, циркулирующей в контуре.

В среднем разница в нагруженности обеих пар составила 1%, что позволило обе пары использовать как объекты испытания.

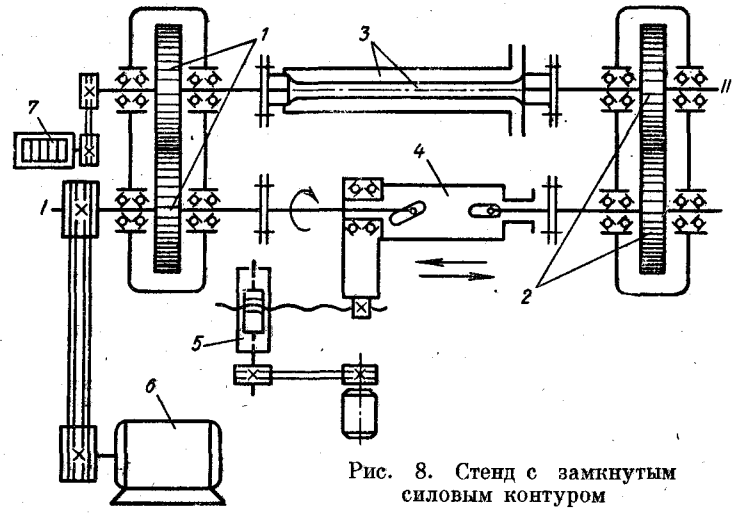


Рис. 8. Стенд с замкнутым силовым контуром

Основному циклу испытаний подвергали 14—16 зубчатых колес каждого варианта при четырех—шести уровнях нагрузки. Результаты испытаний подвергали статистической обработке, поскольку усталостным испытаниям присуще значительное рассеяние данных, даже при обеспечении тщательного контроля изготовления зубчатых колес и условий их нагружения. Целью статистической обработки являлось построение семейства кривых выносливости (в координатах действующая нагрузка (напряжение) — число циклов до разрушения), соответствующих различной вероятности выживания (неразрушения), и определение значений параметров, необходимых для прочностного расчета. Согласно одному из методов статистической обработки малого числа испытаний [31, 53], применяемому при исследованиях колес, наклонный участок кривой выносливости определяли на основе линейного корреляционного анализа. При испытании 14—16 экспериментальных колес (на каждый вариант) указанная методика обеспечивает достаточно надежные результаты и позволяет определить

положение наклонного участка кривой усталости и границы выживаемости (с учетом данной точности изготовления и условий испытания зубчатых колес).

Для исследований зубчатых колес станков применяли также механический пульсатор Ленинградского механического института (ЛМИ) [24], позволяющий испытывать цилиндрические зубчатые колеса с модулями 2—6 *мм* при р. м. ц. от 120 до 150 *мм*. Частота пульсаций нагрузки 800—1000 импульсов в минуту. Усилие на испытуемых зубьях достигается в пределах 500—5000 *кГ*. Нагружение зубьев осуществляется упругим рычагом при помощи кривошипно-шатунного механизма, получающего движение от электродвигателя через клиноременную передачу. Испытания проводили на шести-семи уровнях нагрузки. На каждом уровне

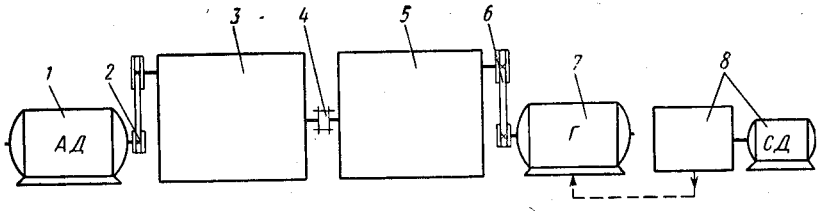


Рис. 9. Стенд для испытания приводных механизмов станков при программном нагружении:

1 — приводной электродвигатель; *2*, *6* — клиноременные передачи; *3*, *5* — коробки скоростей; *4* — соединительная муфта; *7* — нагрузочный генератор; *8* — командоаппарат

нагрузки до поломки доводились четыре-пять зубьев. Длительный предел выносливости по изгибу определяли на базе 10^7 циклов нагружений.

Статистическую обработку данных и построение кривых выносливости осуществляли аналогично стендовым испытаниям.

В ЭНИМСе создан стенд для испытания зубчатых передач в составе коробок скоростей универсальных станков [36], в основу которого положена схема с разомкнутым силовым потоком и электрическим нагрузочным устройством, что обеспечило автоматическое нагружение по заданной программе и простоту конструкции, изготовления и монтажа. В зависимости от конструктивных особенностей приводных механизмов станков возможно создание стендов аналогичного назначения по схеме с замкнутым силовым контуром, включающим два или четыре одинаковых приводных агрегата.

В стенде ЭНИМСа (рис. 9) испытанию одновременно подвергали передачи двух одинаковых коробок скоростей, соединенных между собой шпинделями и нагружаемых с помощью машины постоянного тока (генератора). При возбуждении генератор работал на активную электрическую нагрузку, создавая на валу тормозной крутящий момент, периодически изменяющийся по той или иной программе в зависимости от изменения силы тока в цепи возбуждения. Изменение силы тока обеспечивалось программным включением различных омических сопротивлений с помощью командоаппарата. Стенд был оснащен аппаратурой для контроля и регистрации величины нагрузок, счетчиками числа периодов программного нагружения в времени работы деталей до разрушения. В качестве нагрузочного устройства для стендов аналогичного назначения могут быть использованы созданные в ЭНИМСе электромагнитные порошковые нагрузочные тормоза (серии ПТ). Такие тормоза имеют значительно меньшие габариты, чем машины постоянного тока; создают нагрузку, не зависящую от скорости и изменяющуюся по заданной программе за счет регулирования силы тока в катушках возбуждения. Выделяемое в тормозе тепло отводится при помощи водяного охлаждения.

Режим нагружения привода при испытаниях определяли программой нагрузок, задаваемой нагрузочным устройством, и программой переключения чисел оборотов (скоростей) шпинделя. Режим составляли таким образом, чтобы обеспечить: 1) работу всех зубчатых передач силовой части приводного механизма при минимальном числе переключений; 2) близкое сходство относительного времени работы при отдельных значениях нагрузки и чисел оборотов во время испытаний и в эксплуатации.

Ускоренными испытаниями, проведенными на стендах, был охвачен широкий круг вопросов, связанных с совершенствованием конструкции и технологии изготовления зубчатых колес приводных механизмов станков. Например, результаты испытаний в ЭНИМСе и на ряде станкозаводов способствовали выявлению дефектов термической обработки зубчатых передач и привлечению внимания металловедов и термистов к изысканию новых марок сталей и оптимальных методов термической обработки высоконапряженных колес. Было оценено влияние на долговечность зубчатых передач повышенного радиального биения, искажения формы переходной кривой у корня зуба и т. п. и проверены испытаниями усовершенствованные варианты слабых звеньев. На ГЗФС с помощью стендовых испытаний механизма главного привода консольно-фрезерных станков были определены рациональные параметры коррекции профиля зубьев и схемы закалки зубчатых колес.

На основе опыта станкостроения можно считать, что стендовые испытания на выносливость зубчатых передач приводных механизмов станков позволяют: 1) выявить слабые звенья и дать оценку их относительной долговечности за 2—3 месяца работы стенда (при форсировании нагрузок); 2) вскрыть факторы технологического и конструктивного характера, снижающие долговечность и надежность зубчатых колес привода, и определить направление дополнительных исследований их долговечности; 3) провести сравнительные испытания ряда вариантов упрочнения наиболее напряженных колес с целью их доводки и значительного повышения

долговечности; 4) проверить и уточнить рекомендации по расчету зубчатых колес на выносливость.

Испытания на износостойкость торцов зубьев. Испытания переключаемых колес на износ торцов зубьев проводят на специализированных стендах, конструкция которых предусматривает автоматическое включение (осевым перемещением по валу) испытуемых зубчатых колес на ходу при заданном усилии включения. На рис.10 дана схема одного из стендов, применявшихся для исследования переключаемых зубчатых передач металлорежущих станков. Стенд [38] состоит из редуктора с испытуемыми колесами *5*, вспомогательного редуктора *2*, приводного электродвигателя *1* и кривошипно-кулисного механизма переключения *4*. Вращение от электродвигателя *1* ($N = 7$ *квт*) через редуктор *2* и карданный вал *7* передается на переключаемые колеса *5*. Величина момента инерции вращающихся деталей регулируется с помощью сменных маховиков *3*. Механизм переключения состоит из кулисного механизма и рычага переключения передачи. Привод механизма переключателя осуществляется от собственного электродвигателя ($N = 1{,}7$ *квт*) через червячный редуктор. Вращательное движение вала червячного колеса с помощью кривошипного механизма *4* преобразуется в возвратно-поступательное движение рычага переключения. Для регулирования усилия включения колес и облегчения переключения при несовпадении зуба ведущего колеса со впадиной ведомого внутри тяги механизма установлены пружины. Одновременно испытанию подвергаются две пары колес наружного зацепления — при переключениях в одну и другую стороны. Сила удара включаемых пар, которая зависит от величины кинетической энергии вращающихся масс и от жесткости упругих звеньев кинематической цепи, регулируется с помощью тормозного устройства *6*, позволяющего создавать желаемую разность окружных скоростей включаемых колес передач. Кроме того, скорость вращения ведущего колеса может ступенчато изменяться переключением скоростей вспомогательного редуктора *2*.

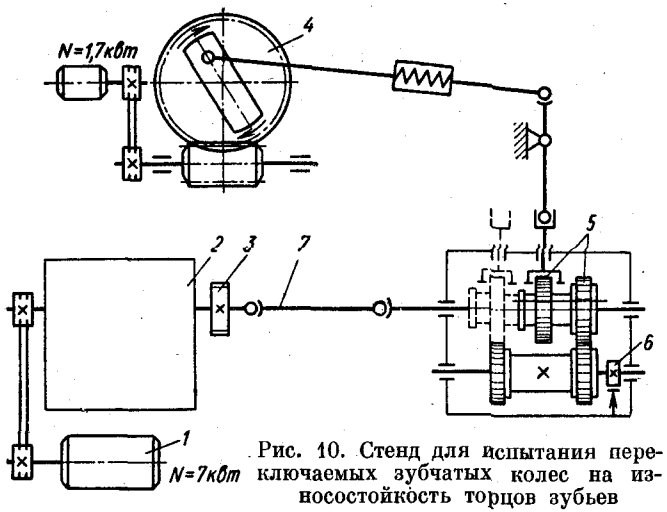


Рис. 10. Стенд для испытания переключаемых зубчатых колес на износостойкость торцов зубьев

Сравнение износостойкости торцов зубьев испытуемых колес (с различной формой закругления торцов или с разной термической обработкой) можно проводить двумя путями: либо по числу включений, требующихся для создания определенного торцового износа или полного разрушения первоначальной формы торца, либо по величине износа торцов (сокращения первоначальной ширины зубьев), полученного после заданного числа включений. Ширина зубьев испытуемых колес (исходная и в процессе испытаний) определяется в заранее выбранных характерных сечениях и точках с помощью универсальных или специальных мерительных приспособлений.

ВЛИЯНИЕ ОСНОВНЫХ ФАКТОРОВ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ЗУБЬЕВ ПОЛОМКАМ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОВЫШЕНИЮ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

1. Влияние материала и термической обработки. Этому вопросу посвящено большое количество исследований в разных отраслях промышленности. Применительно к станкостроению экспериментальные исследования усталостной долговечности зубчатых колес из различных сталей, подвергнутых типичным или новым перспективным видам упрочняющей обработки, проводились в ЭНИМСе с участием ЛМИ [35, 38, 24]. Результаты стендовых испытаний представлены в табл. 2 и на рис. 11.

Анализ экспериментальных данных [35, 38, 24, 46, 60] показывает, что в зависимости от вида термической обработки и марки стали изгибная выносливость зубчатых колес, упрочненных до твердости *HRC* 48—50 и выше, может изменяться по величине длительного предела выносливости до 3 раз, по долговечности (при напряжениях, превышающих предел выносливости) — до 30—50 раз. Такие широкие пределы изменения характеристик прочности колес объясняются неодинаковым распределением по сечению зуба не только механических свойств, но и рабочих и остаточных напряжений. Для сопротивления изгибу особое значение приобретают свойства поверхностного слоя у основания зуба, где возникают максимальные напряжения от внешней нагрузки и местного концентратора напряжений.

Наименее прочными (из исследованных закаленных колес) являются колеса, подвергнутые либо сквозной закалке с нагревом зубьев т. в. ч., лишь до основания (базовый вариант), либо сквозной закалке с охватом дна впадины (тела обода) на чрезмерно

Таблица 2

Сведения о зубчатых колесах, подвергнутых стендовым испытаниям

№ варианта	Марка стали	Упрочняющая обработка: Термическая		Упрочняющая обработка: Наклеп	Глубина упрочненного слоя в мм	Твердость HRC (в опасном сечении): Сердцевина	Твердость HRC (в опасном сечении): Поверхность	Механическая обработка зубьев (окончательная)	Степень точности
1	40Х	Закалка с нагревом т. в. ч.	Сквозная до выкружки	—	—	20	26	Шевингование перед закалкой	6—7—Х
2				Дробью	—	20—22	27—30		7—Х
3				Роликами	—	20—22	29—33		7—8—Х
4			Сквозная ниже дна впадины	—	1,0—2,5	48—52	49—53		7—8—Х
5				Дробью	1,0—2,5	48—52	52—56		7—8—Х
6				Роликами	1,0—2,5	48—52	54—58		8—9—Х
7				—	3—4	51—53	52—53		8—Х
8				—	4—5	52—54	52—54		8—Х
9				—	3—4	51—53	50—51	Шлифование после закалки	6—Х
10			По контуру под водой	—	0,8—1,0	22—24	56—58		6—7—Х
11				—	0,6—0,8	24—26	51—52		6—7—Х
12	У8А			—	0,8—1,0	23—27	57—60	Шевингование перед закалкой	6—7—Х
13	40ХФА	Азотирование		—	0,2—0,25	25—27	55—56		6—Х
14				—	0,3—0,4	27	55—56		6—Х
15				—	0,4—0,5	26—28	54—55		6—Х
16	20Х	Цементация	Закалка в печи с повторного нагрева	—	0,8—1,0	31—34	58—59		7—Х
17				—	0,6—0,8	31—34	56—58	Шлифование после закалки	6—7—Х
18				—	0,7—0,8	31—34	58—61		6—Х
19				Дробью	0,7—0,8	31—34	59—62		6—Х
20	12ХН3А			—	0,45—0,6	36—41	56—58		6—Х
21				Дробью	0,45—0,6	36—41	57—59		6—7—Х
22	20ХНМ			—	1,4—1,6	39—45	58—59		6—Х
23				Дробью	1,4—1,6	39—45	60—62		6—7—Х
24	18ХГТ	Нитроцементация, закалка с непосредственного нагрева		—	0,9—1,0	35—37	58—59	Шевингование перед закалкой	6—7—Х

большую глубину. При сквозной закалке происходит более или менее равномерное упрочнение материала зуба по всему объему. При этом на поверхности могут возникнуть растягивающие остаточные напряжения небольшой величины. При воздействии на зубья циклических нагрузок эти остаточные напряжения суммируются с растягивающими напряжениями от внешней нагрузки, увеличивая максимальное напряжение цикла, превращая его

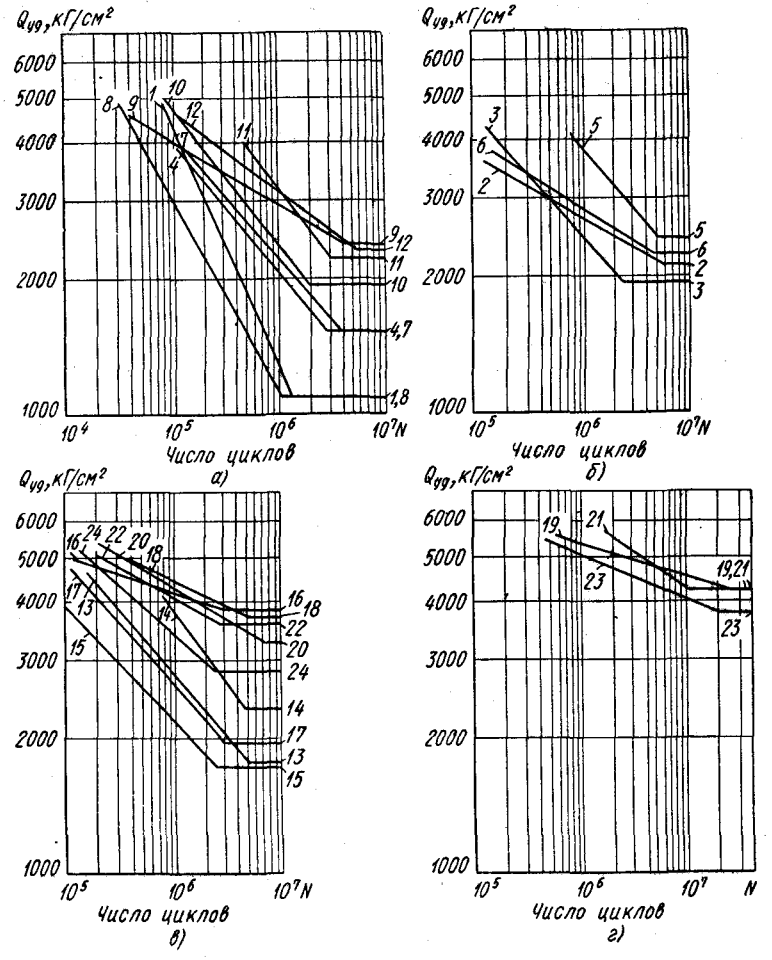


Рис. 11. Кривые изгибной выносливости зубчатых колес с различными видами упрочнения (по результатам стендовых испытаний), обозначения кривых см. в табл. 2:

а — закалка с нагревом т. в. ч.; *б* — то же, и упрочнение наклепом; *в* — химико-термическая обработка; *г* — то же, и упрочнение наклепом; $Q_{уд} = \frac{2M}{m^2 z \cdot b}$

в знакопостоянный асимметричный цикл (рис. 12 *а*). В случае неполной закалки зубьев и обрыва закаленного слоя у основания зуба на границе закаленной зоны возникают значительные растягивающие напряжения и образуется переходная зона с ослабленной структурой, что приводит к значительному снижению прочности и не позволяет реализовать ожидаемую из расчета долговечность. По данным работ [54, 60], предел изгибной выносливости зубьев зубчатых колес с подобным видом закалки может быть на 20—30% меньшим, чем у термически улучшенных колес из такой же стали.

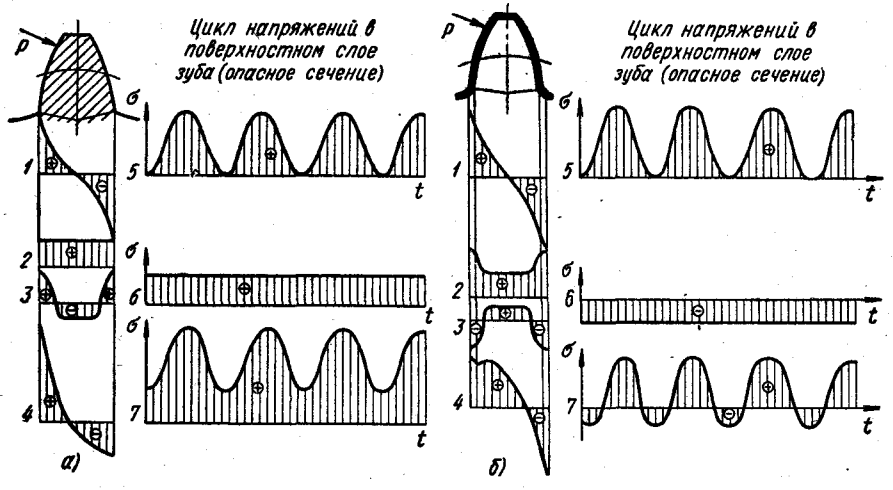


Рис. 12. Распределение напряжений в опасном сечении ножки зуба после: сквозной (объемной) закалки (*а*) и поверхностного упрочнения (*б*) по контуру (закалка нагревом т. в. ч., цементация и т. п.):

1 — максимальное напряжение от внешней нагрузки; *2* — предел выносливости по изгибу материала зуба; *3* — остаточное напряжение; *4* — результирующее напряжение; *5* — цикл напряжений в поверхностном слое зуба (в опасном сечении) от внешней нагрузки; *6* — то же, остаточных; *7* — то же, результирующего

При сквозной закалке нагревом т. в. ч. с охватом дна впадины может быть достигнуто определенное увеличение усталостной изгибной прочности, если будут соблюдены оптимальные условия в отношении твердости материала в опасном сечении, глубины охвата впадины и т. д.

По данным ЭНИМСа, для зубчатых колес из среднеуглеродистых сталей с модулем $m = 2 \div 4$ *мм* оптимальная глубина захвата дна впадины составляет $(0{,}5 \div 1)\,m$, а твердость по опасному сечению не должна превышать *HRC* 48—52. Испытания показали, что закалка колес (из стали 40Х) при сквозном нагреве зубьев т. в. ч. с соблюдением оптимальных условий повышает (сравнительно с закалкой до выкружки) предел выносливости в 1,3—1,4 раза, долговечность — в 1,5—3 раза. При использовании сталей типа

40ХНМ достигается еще большее повышение предела изгибной выносливости (в 1,5—1,8 раза). Дальнейшее увеличение глубины закалки и твердости материала приводит к существенному снижению усталостной прочности зубьев.

При поверхностном упрочнении по всему контуру (рис. 12, *б*) достигается благоприятное сочетание твердого и прочного наружного слоя с вязкой сердцевиной зуба. В этом случае увеличение усталостной и ударной прочности обусловлено не только повышением механических свойств поверхностного слоя, но и возникновением в нем значительных остаточных сжимающих напряжений и уменьшением чувствительности к концентрации напряжений. В зависимости от соотношения между пределами выносливости и суммарными действующими напряжениями (от внешней нагрузки и остаточными) в различных точках сечения зуба разрушение может возникнуть в поверхностном слое, в переходной зоне или в сердцевине. Наивысшие прочность и долговечность зубьев обеспечиваются при оптимальных величинах толщины и твердости поверхностного слоя и сердцевины. Применение контурной закалки зубьев (из стали 40Х) с нагревом т. в. ч. под водой позволяет повысить (сравнительно с базовым вариантом) предел выносливости в 1,7—2,0 раза, а усталостную долговечность — в среднем в 3—6 раз. Установлено положительное влияние увеличения твердости сердцевины с *HRC* 20 до *HRC*28, а также уменьшения отношения твердости поверхностного слоя (в единицах *HRC*) к твердости сердцевины зуба с 2,5 до 2. При контурной закалке зубьев максимальная твердость сердцевины ограничивается возможностями производительной механической обработки и обычно не превышает *HRC* 26—28. Применение высокоуглеродистых сталей типа У8А и 8ХФ вместо стали 40Х для колес с контурной закалкой зубьев вызывает дополнительное повышение длительного предела изгибной выносливости на 10—15% и вместе с тем резкое сокращение долговечности в области больших перегрузок и статической прочности, что, очевидно, связано с повышенной хрупкостью и чувствительностью к концентрации напряжений колес из сталей этого типа.

Наиболее высокие прочностные показатели соответствуют колесам, подвергнутым химико-термической обработке — газовой цементации (или нитроцементации) и объемной закалке. Испытания цементованных и закаленных зубчатых колес из стали 20Х, прошедших окончательную отделку зубьев до закалки, показали повышение предела изгибной выносливости по сравнению с базовым вариантом) в 3 раза, а долговечности —(в среднем в 15—20 раз. Для нитроцементованных и цементованных колес из стали 18ХГТ, подвергнутых закалке с непосредственного нагрева, отмечено соответственное повышение предела выносливости в 2,5—2,8 раза, а долговечности в 5—15 раз. Приведенные данные получены при оптимальных значениях толщины и твердости упрочненного слоя, твердости сердцевины и бездефектной структуре материала.

Слишком малая толщина поверхностного слоя может привести к его продавливанию, однако увеличение толщины слоя вызывает уменьшение в нем величины сжимающих напряжений и рост растягивающих напряжений в сердцевине (рис. 13). Снижение усталостной и ударной прочности во всех случаях поверхностного упрочнения по контуру наблюдается и при повышении твердости сердцевины в опасном сечении свыше *HRC* 40—45 (образование мартенситной структуры). С другой стороны, при низкой твердости сердцевины (ниже *HRC* 25—30) растягивающие напряжения от внешней нагрузки могут вызвать разрушение в сердцевине зуба или подслойной области.

На рис. 14 приведена зависимость предела изгибной выносливости зубьев цементованных зубчатых колес от прочности (твердости) материала сердцевины.

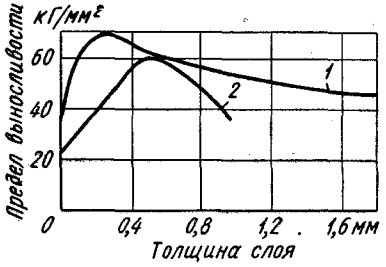


Рис. 13. Влияние глубины упрочненного слоя на предел выносливости зубьев (по изгибу) цементованных колес ($m = 3$ *мм*) из сталей:

1 — хромомарганцевой [59]; *2* — хромоникелевой [60]

Существенное снижение эффекта упрочнения сопутствует отклонениям от рациональной технологии химико-термической обработки, приводящим к дефектам структуры материала. Например, при величинах и сочетаниях перечисленных выше отклонений в технологии упрочнения, характерных для серийного производства, снижение предела изгибной выносливости зубчатых колес достигает 30—60% (рис. 15).

Более низкая усталостная прочность (долговечность) колес, закаленных по контуру зубьев с нагревом т. в. ч. под водой, по сравнению с цементованными или нитроцементованными колесами, объясняется в первую очередь двумя причинами: во-первых, пониженной твердостью сердцевины зубьев: *HRC* 22—27 вместо близких к оптимуму *HRC* 32—38 в случае цементованных колес; во-вторых, наличием под поверхностным слоем, закаленным с нагревом т. в. ч., переходной зоны пониженной прочности (следствие неравномерности нагрева и охлаждения зубьев при контурной закалке т. в. ч.).

Испытания азотированных зубчатых колес из безалюминиевых сталей 40ХФА и 40Х, обладающих более вязким поверхностным слоем, чем в случае традиционных азотируемых сталей, выявили повышение изгибной усталостной прочности (против базового варианта с закалкой т. в. ч. до выкружки) в 1,6—2 раза, а долговечности — в 3—8 раз. Сравнение с азотированными колесами из стали 38ХМЮА показало равноценность обеих групп сталей в отношении сопротивления усталостному излому. Наибольшую

усталостную прочность при азотировании, сопоставимую с прочностью оптимально цементованных и закаленных колес, можно получить, используя стали, дисперсионно-твердеющие при температуре азотирования, что дает возможность уже после механической обработки колес получить для сердцевины зубьев твердость *HRC* 35—40.

Результаты испытаний зубчатых колес, упрочненных химико-термической обработкой, подтверждаются опытом механиков ряда

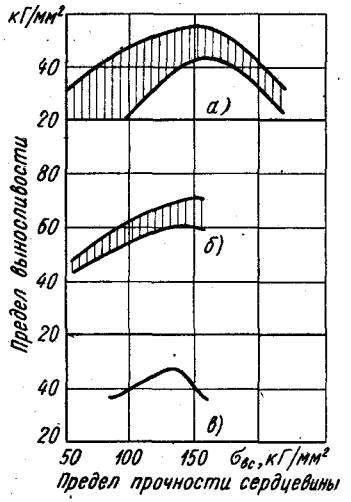


Рис. 14. Зависимость предела выносливости зубьев (по изгибу) от предела прочности сердцевины для поверхностно- и объемно-упрочненных зубчатых колес по данным испытаний на пульсаторах:

а — б — цементованные колеса, $m = 3$ *мм* [64, 56]; *в* — объемно-закаленные колеса, $m = 6 \div 9$ *мм* [45]

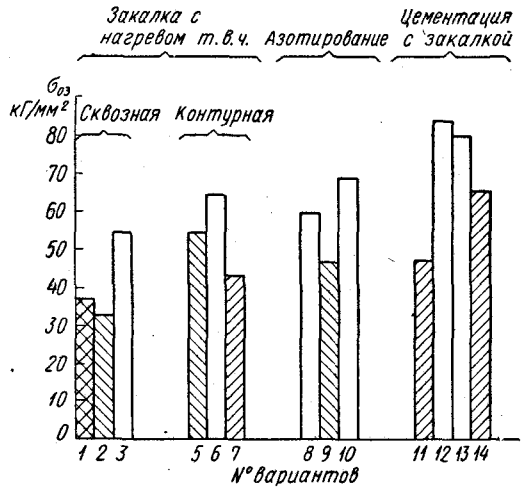


Рис. 15. Влияние отклонений от рациональной технологии упрочнения на усталостную прочность зубьев (по результатам испытаний колес на пульсаторе):

3, 6, 8, 10, 12, 13 — нормальный процесс; *1* — закалка до выкружки; *7, 11, 14* — дефектная структура; *2, 5, 9* — неоптимальные: глубина слоя, твердость, марка стали и т. п.

заводов-потребителей станков. Например, замена стали 40Х, закаленной нагревом т. в. ч., на сталь 20Х с цементацией и объемной закалкой для зубчатых колес в консольно-фрезерных станках повысила в ряде случаев срок службы этих колес в 5—10 раз, а цементация и закалка наиболее напряженных колес главного привода и привода подач при изготовлении их из стали 12ХН3А (взамен стали 40Х, закаленной нагревом т. в. ч.) обеспечила полное прекращение поломок. Аналогичные результаты получены для некоторых токарных, револьверных и сверлильных станков. Колеса (из стали 20Х), которые подвергали цементации, а затем индукционной закалке без захвата дна впадин, быстро выходили из строя, так как все упомянутые факторы снижения

прочности при неполной закалке зубьев колес имели место и в этом случае.

2. **Влияние физического состояния поверхностного слоя.** Изгибная прочность зубьев существенно зависит от состояния поверхности в зоне переходной кривой (выкружки) и дна впадины, поскольку эта зона является местом действия максимальных напряжений. В связи с этим важную роль играют две группы факторов: физические свойства (напряженность, твердость, структура слоя) и шероховатость поверхности (микрогеометрия).

Физическое состояние поверхностного слоя в опасном сечении зуба при выбранном материале и способе упрочнения в большой степени определяется последовательностью и режимами операций *окончательной* механической и термической обработки.

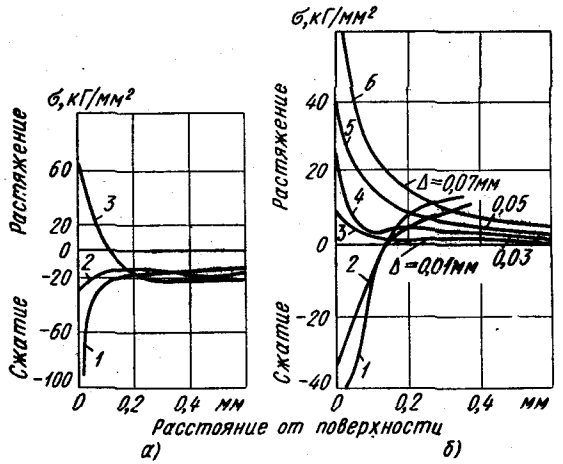


Рис. 16. Влияние режимов шлифования на распределение остаточных напряжений в поверхностном слое зубьев цементованных колес:

а — (*1* — нешлифованные; *2* — шлифованные тщательно; *3* — шлифованные грубо); *б* — (*1*, *2* — нешлифованные; *3—6* — шлифованные с различной глубиной)

Наиболее изученным является влияние шлифования зубьев цементованных закаленных колес на их прочность и долговечность. Исследования, проведенные в различных отраслях промышленности [4, 40, 55, 47] и др., показали, что шлифование галтели и дна впадины между зубьями снижает нагрузочную способность по изгибу на десятки процентов, а иногда и более чем в 2 раза. Снижение прочности шлифованных термически упрочненных по контуру колес объясняется следующими обстоятельствами:

1. Удалением тонкого поверхностного слоя металла (0,05—0,1 *мм*) с наибольшими остаточными сжимающими напряжениями, достигающими 50—100 *кГ/мм*^{2} (в случае оптимальных режимов термической обработки) и обусловленными действием тепловых факторов при закалке, а также неравномерным или полным снятием упрочненного слоя.

2. Возникновением растягивающих остаточных напряжений в поверхностном слое вследствие структурных и фазовых превращений, сопутствующих процессу шлифования (рис. 16). Эти напряжения, накладываясь на пульсирующие растягивающие напряжения от внешней нагрузки, ускоряют возникновение и развитие трещин.

3. Образованием прижогов (участков с неоднородной микроструктурой и твердостью) под действием высоких мгновенных температур и неравномерного отвода тепла из зоны шлифования. Появлению прижогов способствует наличие определенных условий шлифования: большой глубины и подачи, малой скорости вращения изделия, затупления абразивных зерен круга, чрезмерной твердости его связки, недостаточного охлаждения, волнистого характера поверхности и вибраций при шлифовании и т. п.

Величина максимальных остаточных напряжений растяжения в поверхностном слое зубьев при данном *материале и виде термической* обработки в значительной степени зависит от методов и режимов шлифования.

Влияние увеличения глубины снимаемого при шлифовании слоя на рост максимальных остаточных растягивающих напряжений на поверхности зубьев (m = 2,5 *мм*, сталь ЭИ712) и толщины слоя, в котором они залегают, показано на рис. 16, *б* [42]. Установлено, что величина оптимальных напряжений зависит от метода шлифования (типа станка). Например, из двух типов станков (мод. 5851 и 5831) предпочтения заслуживает первый тип, обеспечивающий при шлифовании большую производительность и вместе с тем меньшую величину удельного теплового потока и более низкие значения растягивающих остаточных напряжений (при одной и той же глубине структурных изменений в слое). Проведенные в работе [47] испытания цементованных зубчатых колес, обработанных по трем вариантам: со шлифованной впадиной, с нешлифованной впадиной и с нешлифованной впадиной с уступом у основания зуба (рис. 17) показали, что выносливость (долговечность) по изгибу зубчатых колес с нешлифованной впадиной почти в 2,5 раза выше, чем у колес двух других вариантов. При этом у колес с нешлифованной выкружкой остаточные напряжения в зоне выкружки были сжимающими и составляли 30—40 *кГ/мм*^{2}, а у колес, шлифованных по всему профилю, включая впадину, — были растягивающими (10—15 *кГ/мм*^{2}).

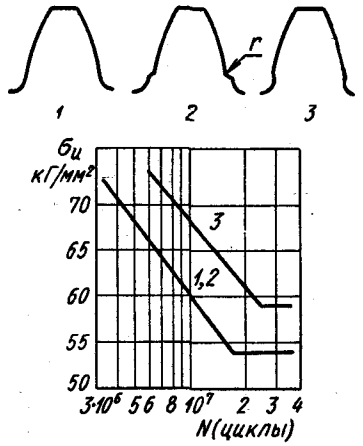


Рис. 17. Выносливость цементованных зубчатых колес с различными вариантами обработки впадины зуба:

1 — шлифование по всему профилю и впадине; *2* — шлифование по профилю, впадина не шлифована и с уступом; *3* — шлифование по профилю, впадина не шлифована и без уступа (подрезана)

Для оценки влияния шлифования переходного профиля зубьев на усталостную долговечность зубчатых передач станков в ЭНИМСе проводили стендовые испытания колес с зубьями, шевингованными до закалки, и колес, подвергнутых шлифованию по всему профилю зубьев (включая выкружку) после закалки. Сравнение обеих схем обработки проводили как на поверхностно-упрочненных колесах (из стали 20Х) — цементованных и закаленных, так и на колесах (из стали 40Х) со сквозным упрочнением закалкой с нагревом т. в. ч. Режимы шлифования были выбраны характерными для станкостроения. Одна из партий колес была прошлифована специально с образованием прижогов на зубьях. Результаты испытаний показали, что применительно к цементованным закаленным колесам среднего модуля (рис. 18) шлифование зубьев, включая выкружку, в производственных условиях (три прохода) (кривая *II*) снижает по сравнению с шевингованием до закалки (кривая *I*) предел изгибной выносливости в 1,5—1,8 раза, усталостную долговечность в 3—5 раз, а шлифование на грубых режимах (с прижогами) (кривая *III*) дополнительно снижает усталостную долговечность еще в 2—3 раза. По данным ЭНИМСа, при сквозном (объемном) упрочнении зубьев закалкой т. в. ч. (с захватом дна впадины) шлифование по всему контуру зубьев вызывает некоторое повышение предела выносливости. При тщательном шлифовании это повышение достигало 60% (см. табл. 2 и рис. 11). Разное влияние шлифования выкружек в колесах с поверхностным и сквозным упрочнениями обусловлено различиями в величине, знаке и характере распределения остаточных напряжений в поверхностных слоях зубьев с этими видами упрочнений.

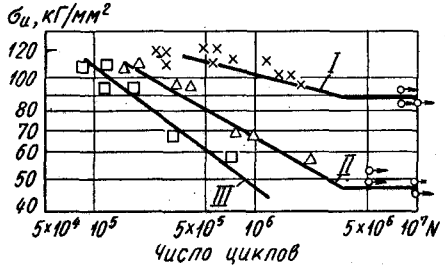


Рис. 18. Влияние шлифования переходного профиля зубьев цементованных зубчатых колес на их усталостную долговечность (по данным стендовых испытаний ЭНИМСа)

Повышение чистоты (микрогеометрии) поверхностного слоя зубьев (при одинаковом физическом состоянии поверхности) вызывает определенное увеличение усталостной и ударной прочности зубчатых колес. Например, полирование выкружек по сравнению с тщательным шлифованием повышает предел изгибной выносливости колес на 10—15%, а сравнительно с обработкой долбяком или фрезерованием — на 25—40%. Наличие во впадине между зубьями уступов, грубых рисок и трещин приводит к снижению долговечности колес в 5 раз и более. Глубокие риски на поверхности выкружки понижают срок службы зубчатых колес и в случае последующей поверхностной термической обработки.

Механический наклеп зубьев колес, закаленных с нагревом т. в. ч. или подверженных химико-термической обработке, позволяет повысить механические свойства поверхностного слоя и создать в нем благоприятные сжимающие остаточные напряжения значительной величины (рис. 19). Эффективность упрочнения наклепом особенно значительна в тех случаях, когда по тем или иным причинам предшествующая термическая, химико-термическая или механическая обработка зубчатого колеса приводит к дефектам структуры и растягивающим остаточным напряжениям в поверхностном слое зуба в зоне опасного сечения.

Наибольшее распространение для упрочнения зубчатых колес получила дробеструйная обработка. Этот вид упрочнения наиболее производителен, прост в обслуживании, пригоден для встройки в технологический процесс с любым масштабом производства. Наклеп роликами и чеканкой впадин между зубьями находит применение для упрочнения крупномодульных колес.

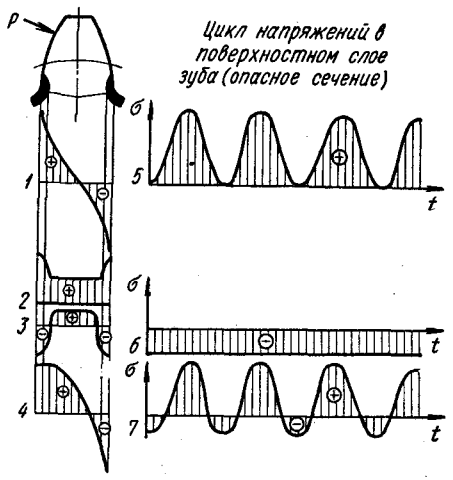


Рис. 19. Распределение напряжений в опасном сечении ножки зуба после механического наклепа (обозначения *1—7* те же, что и на рис. 12)

Техническая эффективность дробеструйного упрочнения (с оптимальными параметрами режима наклепа) зависит от предварительного термического или химико-термического упрочнения, марки стали, модуля (размера) и окончательной механической обработки поверхностей зубьев. Наклеп дробью термически улучшенных или нормализованных колес повышает предел выносливости (по изгибу) на 20—25% [60]. Наклеп дробью колес с зубьями, закаленными нагревом т. в. ч. ($m = 5 \div 10$ *мм*), у которых закаленная зона расположена только по рабочим поверхностям зубьев, вызывает повышение изгибной усталостной прочности от 20 до 80%, в зависимости от расположения закаленной зоны по высоте зуба и величины остаточных напряжений в поверхностном слое у опасного сечения зуба [15, 43, 54]. Дробеструйный наклеп зубчатых колес со сквозной закалкой зубьев при нагреве т. в. ч. и охватом дна впадины дает повышение предела выносливости на 30—120% [54, 60, 46]. При контурной закалке колес (с нагревом т. в. ч.), вызывающей благоприятное распределение остаточных напряжений, наклеп дробью улучшает характеристики выносливости незначительно [15].

Наклеп дробью колес ($m = 2{,}5 \div 7$ *мм*), подвергнутых химико-термической обработке — цементации (нитроцементации, цианированию) с закалкой — вызывает повышение предела изгибной выносливости на 10—60% и долговечности — от 2 до 30 раз [4, 13, 14, 44, 60]. При наклепе цементованных колес, прошедших шлифование, повышение усталостной прочности составляет 15—40% [4, 13, 14].

Наклеп роликами или чеканкой крупномодульных зубчатых колес с закалкой зубьев по рабочим поверхностям позволяет увеличить их усталостную изгибную прочность на 30—60%, а долговечность в 2—4 раза [15, 16].

Применительно к зубчатым передачам станков исследование влияния наклепа дробью и роликами проводили в ЭНИМСе на колесах со сквозной закалкой зубьев нагревом т. в. ч. (из стали 40Х) и колесах (из стали 20Х, 12ХН3А, 20 ХНМ), подвергнутых цементации, закалке и шлифованию. Испытания показали (рис. 11 и 20), что наклеп зубьев колес, закаленных с нагревом т. в. ч., повышает предел изгибной выносливости в 1,7—1,8 раза при закалке зубьев до выкружки, в 1,5—1,6 раза при закалке с охватом дна впадин на незначительную глубину (0,1—0,5 *мм*) и в 1,45—1,6 раза при закалке ниже дна впадин на оптимальную глубину (1—3 *мм*). Относительное увеличение долговечности (при нагрузках несколько превышающих предел выносливости) составило 4—10 для колес с закалкой до выкружки и 3—9 для колес, закаленных ниже дна впадин. При оценке общего эффекта комбинированного упрочнения следует иметь в виду, что колеса, закаленные ниже дна впадин на оптимальную глубину, еще до наклепа обладают на 30—50% более высокой усталостной прочностью, чем колеса с закалкой до выкружки. Поэтому, несмотря на несколько меньшее упрочнение от процесса механического наклепа, общая выносливость таких колес выше: например, сравнительно с колесами, зубья которых закалены до выкружки, в 2—2,2 раза (по длительному пределу). Сопоставление результатов, полученных при наклепе дробеструйной обработкой и при обкатке впадин роликами, показывает, что наклеп дробью обеспечивает (по крайней мере для колес с $m \leqslant 3$*мм*)

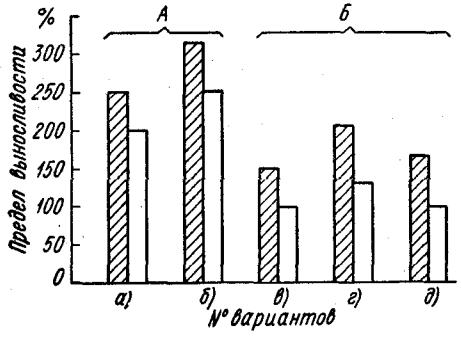


Рис. 20. Влияние механического наклепа термически обработанных зубчатых колес на выносливость (по изгибу) их зубьев:

А — цементация с закалкой (*а* — со шлифованием, *б* — без шлифования); *Б* — закалка с нагревом т. в. ч. (*в* — по рабочим поверхностям, *г* — сквозная с охватом дна впадин; *д* — сквозная до основания); □ — до наклепа, ▨ — после наклепа

несколько более высокое повышение предела выносливости (в 1,6—1,8 раза — против 1,45—1,7 при обкатке роликами) и долговечности (в 5—10 раз против 3—5).

Дробеструйный наклеп цементованных закаленных колес с шлифованными зубьями ($m = 3$ *мм*) повысил предел их изгибной выносливости в 1,06—1,3 раза, долговечность в 5—25 раз.

3. **Влияние геометрии зуба.** Прочность зуба повышается с увеличением модуля при одновременном уменьшении числа зубьев. При увеличении угла зацепления от 20 до 26° изгибная усталостная прочность повышается в 1,35—1,4 раза, дальнейшее увеличение угла почти не влияет на прочность зуба. Высота зуба и коэффициент перекрытия при увеличении угла зацепления должны выбираться по возможности большими. На рис. 21 показано влияние формы профиля зуба на изгибную усталостную прочность при различных величинах угла зацепления α_∂ и коэффициента перекрытия ε [65]. Предел изгибной выносливости зубьев колес, нарезанных при применении исходного контура с $\alpha_\partial = 28°$, предложенного В. Н. Кудрявцевым, оказался на 20% выше, чем для таких же колес, но со стандартной геометрией [21]. По данным испытаний, проведенным К. И. Пантюхиным, зубчатые колеса ($m = 6$ *мм*, сталь 40ХУ), подвергнутые высотной коррекции с коэффициентом $+ 0{,}8m$, обладают более высокой изгибной прочностью, чем некорригированные колеса: по статической прочности — на 17%, по пределу выносливости — на 13%.

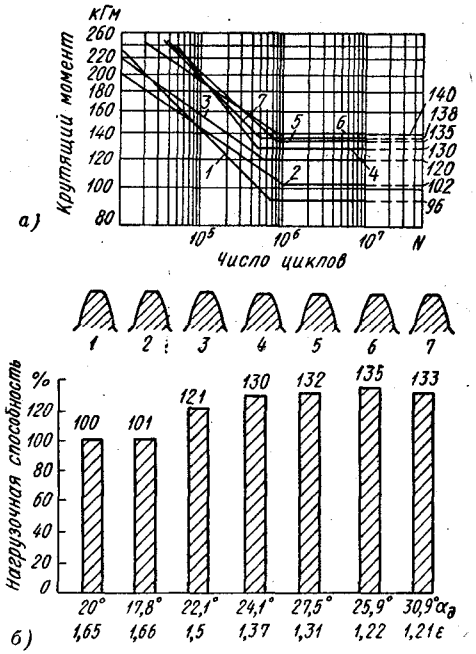


Рис. 21. Влияние формы зуба (угла зацепления α_∂) на нагрузочную способность колес по изгибу (результаты стендовых испытаний на выносливость семи вариантов зубчатых колес):

$m = 4$ *мм*, сталь 20MnCr5, цементация, *HRC* 60): *а* — кривые выносливости; *б* — повышение несущей способности

С ростом угла зацепления увеличивается толщина зуба у основания, но это сопровождается уменьшением радиуса выкружки, что снижает эффект упрочнения, ожидаемый от увеличения площади опасного сечения. Уменьшение радиуса выкружки может

быть также вызвано износом зубьев режущего инструмента, шлифованием зубьев и т. п. По данным работы [56], уменьшение радиуса выкружки с 0,4 m до 0,1 m вызывает повышение опасных изгибных напряжений на 37%, а с 0,4 m до 0,2 m — всего на 5%. По данным К. И. Пантюхина для зубчатых колес из улучшенной стали 40Х уменьшение радиуса с 0,4 m до 0,2 m вызвало снижение статической прочности на 13%, а усталостной — на 19%. Для наиболее напряженных передач предусматривают полностью скругленную выкружку с большим радиусом, что обеспечивается инструментом с «протуберанцами» [19].

Исследование влияния коэффициента перекрытия ε проводили при испытании на пульсаторе [60] цементованных зубчатых колес ($m = 3$ *мм*; $b = 10$ *мм*, $z = 25$, $\alpha_\partial = 20°$). Путем укорочения зубьев достигали уменьшения ε с 1,8 до 1,1, что сопровождалось увеличением плеча изгибающего усилия в 2,2 раза. В результате получено снижение предельной нагрузки (соответствующей пределу изгибной выносливости) почти в 1,5 раза. Опыты с изменением ε от 1,8 до 1,1 при неизменном плече силы показали, что величина предела изгибной выносливости в этом случае не зависит от ε.

Применение зубчатых зацеплений с увеличенной высотой зуба ($h \geqslant 3m$), что дает $\varepsilon > 2$, обеспечивает плавное вращение и, в случае точных передач, существенное повышение прочности вследствие уменьшения плеча изгибающего момента и снижения динамических нагрузок. Например, увеличение предела изгибной выносливости зубьев цементованных шлифованных колес 4-й степени точности ($m = 3$, $b = 30$ *мм*, $\alpha_\partial = 20°$), полученное вследствие изменения коэффициента перекрытия с $\varepsilon = 1{,}68$ (зацепление с нормальной высотой зуба) до $\varepsilon = 2{,}1$ (зацепление с высоким зубом), составило 23% [60].

Деформации зубьев под нагрузкой даже в точно изготовленных передачах вызывают возникновение дополнительных динамических нагрузок, снижающих прочность и долговечность колес. Наличие погрешностей, особенно в окружном шаге, приводит к увеличению динамических нагрузок, значительному при больших окружных скоростях. Применение в этих случаях фланкирования профиля, компенсирующего в определенной мере деформацию головки зуба под нагрузкой, повышает изгибную и контактную прочность колес.

Увеличение ширины зубьев (венца) является одним из обычных методов повышения изгибной прочности зубчатых колес. Однако, как показывает опыт эксплуатации и исследования, при значительной ширине ($b > 10m - 12m$) венца существенно возрастает влияние погрешностей изготовления передачи и неравномерности распределения нагрузки. Влияние этих факторов проявляется тем сильней, чем менее точно изготовлены и смонтированы зубчатые колеса и остальные элементы передачи. По данным работы [58], при испы-

таниях двух партий колес ($m = 4$ *мм*, $z = 24$), отличающихся лишь шириной зубьев ($b_1 = 10$ *мм*, $b_2 = 30$ *мм*), срок службы колес с узким венцом (при одинаковых номинальных напряжениях) оказался в несколько раз больше, чем у колес с широким венцом.

Модификация продольного профиля широких зубьев, главным образом применение бочкообразной формы боковых поверхностей зубьев, способствующей некоторой самоустановке контактирующих профилей, при деформации зубьев под нагрузкой приводит к существенному выравниванию эпюры удельных нагрузок (рис. 22). Современные зубошевинговальные станки обеспечивают получение выпуклости «бочки» до 0,04—0,06 *мм*.

Исследования показали, что при широких зубьях удовлетворительные результаты по долговечности колес обеспечиваются, если коэффициент неравномерности распределения нагрузки $K_н = \frac{u_{max}}{u_{ср}} \leqslant 1{,}2$ (где u — нагрузка, приходящаяся на 1 *мм* ширины зуба).

В зубчатых колесах с твердым и хрупким поверхностным слоем положительное влияние на прочность оказывает снятие фасок по контуру зубьев (перед окончательной термической обработкой), особенно в области выкружек, где кромочные напряжения способствуют возникновению и развитию усталостных повреждений. Проведенные в ЭНИМСе сравнительные испытания двух партий азотированных колес (сталь 40ХФА, $m = 3$ *мм*), в одной из которых зубья имели фаски по контуру, показали повышение долговечности колес с фасками на зубьях в 3—5 раз в случае, когда создавались небольшие перекосы в зацеплении.

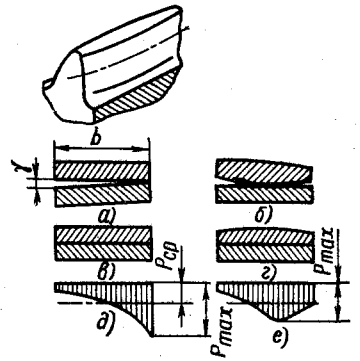


Рис. 22. Влияние бочкообразной формы зубьев на распределение нагрузки по ширине зубчатого венца при перекосе валов:

а и *в* — зубья обычной формы; *б* и *г* — бочкообразной; *а* и *б* — при отсутствии нагрузки; *в* и *г* — под нагрузкой; *д* и *е* — эпюры удельной нагрузки

4. Рекомендации по повышению несущей способности и долговечности. *Уменьшение перегрузок.* 1. Уменьшение динамических перегрузок в упругой системе привода. При проектировании станков с пуском и остановом привода от асинхронного электродвигателя, быстроходных и не имеющих в схеме фрикционных муфт, станков с прерывистым характером резания и любых станков крупносерийного выпуска целесообразно проводить расчет динамических явлений в приводе по методике [22] с использованием электронно-моделирующих установок. Рекомендуется избегать схемы пуска шпинделя непосредственно от электродвигателя и торможения «противовключением», когда это допускается

требованиями к быстроте протекания переходных процессов, а также вводить в быстроходную цепь упруго-демпфирующие элементы (муфты, зубчатые колеса с упругими элементами, ременные передачи) и предохранительную муфту.

Во избежании резонансных явлений и раскрытия зазоров в механизме привода при прерывистом резании на низких ступенях чисел оборотов шпинделя рекомендуется соответствующую кинематическую цепь выполнять возможно короткой, обеспечивая ее максимальную крутильную жесткость применением деталей и их соединений жесткой конструкции. Для уменьшения амплитуды колебательной нагрузки и ускорения затухания крутильных колебаний в приводе при работе станка на низких ступенях чисел оборотов шпинделя рекомендуется применение гасителей колебаний, не понижающих крутильную жесткость системы.

В целях уменьшения амплитуды возмущающего усилия необходимо проводить балансировку деталей с большим моментом инерции, повышать точность изготовления зубчатых передач и других элементов, устранять биение заготовки и инструмента и т. п. Подробные рекомендации по динамическому расчету привода и конструктивному исполнению упруго-демпфирующих элементов изложены в разд. V и IX.

2. Предупреждение случайных перегрузок. Рекомендуется установка предохранительных устройств, устранение возможности несовместимого одновременного включения нескольких передач. При проектировании механизмов станка с переключаемыми (передвижными) зубчатыми колесами необходимо обеспечить высокую надежность блокирующих и фиксирующих устройств механизма управления и переключения колес, применяя в необходимых случаях систему упоров — ограничителей или другие средства — с целью избежания силового замка или неполного (по ширине зуба) зацепления, ведущих к поломкам или интенсивному износу зубчатых колес.

3. Уменьшение динамических нагрузок в зубчатом зацеплении от погрешностей изготовления. Рекомендуется снижать погрешности основного и окружного шагов и профильные ошибки. Рекомендуемая степень точности колес в зависимости от окружной скорости приведена в табл. 1. Высоконапряженные зубчатые колеса желательно выполнять не хуже, чем по 6-й степени точности — независимо от окружной скорости.

Для уменьшения кромочных ударов в быстроходных колесах головки зубьев целесообразно фланкировать с помощью модифицированного инструмента. Высоту и глубину фланка следует назначать в соответствии с рекомендациями ЭНИМСа [10]. При проектировании механизмов станка не рекомендуется назначать максимальную окружную скорость зубчатых колес, превышающую 10—12 *м/сек*.

4. Уменьшение концентрации нагрузки по ширине зуба. Рекомендуется снижать погрешность направления зуба и монтажные перекосы, а также неточности изготовления отверстий зубчатых колес и расточек корпуса под подшипники, не допускать чрезмерных зазоров в передаче и неполное (по ширине зубьев) зацепление зубчатой пары, проектировать валы, опоры и зубчатые колеса повышенной жесткости, рационально располагать зубчатые колеса на валах. При несимметричном расположении опор относительно ведущего колеса крутящий момент следует подводить со стороны удаленной опоры. При проектировании узлов с консольно расположенными передачами рекомендуется величину консоли выбирать возможно меньшей, валы и опоры — возможно более жесткими, а отношение длины пролета между опорами к длине консоли не менее 2,5.

В целях обеспечения возможности некоторой самоустановки контактирующих поверхностей и выравнивания распределения удельных нагрузок (по ширине зубьев) при работе передачи рекомендуется при зубошевинговании или зубошлифовании придавать боковым поверхностям зубьев бочкообразную форму. Параметры модифицированной формы следует выбирать в соответствии с рекомендациями работы [10].

Для зубчатых колес с твердым и хрупким поверхностным слоем (азотирование, цементация или нитроцементация с закалкой) необходимо предусматривать снятие небольших фасок на торцовых кромках по профилю зубьев до окончательной термической обработки. Для напряженных, не очень точных колес не рекомендуется назначать ширину зуба более $12m$.

Улучшение физико-механических свойств материала. 1. Выбор рациональных марок стали, способа и технологии упрочняющей термической обработки. Для ответственных напряженных колес рекомендуется применять стали вакуумной выплавки и электрошлакового переплава, применять в качестве заготовок поковки, в том числе штамповки, характеризующиеся более благоприятным расположением волокон металла. Рекомендуется использовать для напряженных колес поверхностное упрочнение зубьев по контуру — цементацию (или нитроцементацию) с объемной закалкой. При расчетных номинальных напряжениях изгиба $\sigma_u = 20 \div 35$ *кГ/мм*^{2} рекомендуется один из следующих способов упрочнения: а) цементация и закалка с повторного нагрева (сталь 20Х при $m = 1{,}5 \div 4$ *мм*, сталь 20ХНМ при $m = 4 \div 10$ *мм*); б) цементация с непосредственной закалкой (сталь 18ХГТ при $m = 1{,}5 \div 4$ *мм*); в) нитроцементация с непосредственной закалкой в горячей среде (сталь 25ХГТ при $m = 1{,}5 \div 5$ *мм*). При $\sigma_u = 30 \div 45$ *кГ/мм*^{2} рекомендуется газовая цементация и закалка с повторного нагрева (с промежуточной нормализацией и отпуском) (сталь 12ХН3А при $m = 1{,}5 \div 6$ *мм*, сталь 25Х2ГНТА при $m = 6 \div 10$ *мм*). Рекомендуется использовать для средненапряженных колес ($\sigma_u = 10 \div$

$\div$ 25 *кГ/мм* ^{2}) наряду с цементацией (стали 20Х, 18ХГТ и 25ХГТ) и нитроцементацией (25ХГТ) также закалку с нагревом т. в. ч. (по контуру и сквозную) по оптимальной технологии (сталь 40Х) или азотирование (сталь 40ХФА).

Для зубчатых колес, подверженных значительным динамическим нагрузкам импульсного характера, целесообразно применять цементуемые хромоникелевые или хромоникельмолибденовые стали типа 12ХН3А, 20ХНМ и т. п.

Рекомендуется следующая толщина упрочненного слоя в зависимости от величины модуля: $(0{,}2 \div 0{,}25)m$, но не более 1,4 —1,8*мм* при цементации, $(0{,}15 \div 0{,}2)\,m$ при нитроцементации $(0{,}1 \div 0{,}13)\,m$, но не более 0,6—0,7 *мм* при азотировании, $(0{,}2 \div 0{,}3)m$ при контурной закалке с нагревом т. в. ч., 1—3 *мм* ниже дна впадин — при сквозной закалке зубьев с нагревом т. в. ч.

Рекомендуется следующая твердость основания зубьев: сердцевина *HRC* 30—40, поверхность *HRC* 56—60 (цементация, нитроцементация); сердцевина $>$ *HRC* 24, поверхность *HV* 600—670 (азотирование); сердцевина $>$ *HRC* 24, поверхность *HRC* 48—52 (закалка по контуру с нагревом т. в. ч.), сердцевина и поверхность *HRC* 48—52 (сквозная закалка с нагревом т. в. ч.).

Подробные схемы и режимы термической обработки зубчатых колес, обеспечивающие необходимую долговечность, приведены в работе [28].

2. Достижение оптимального состояния поверхностного слоя зубьев. Необходимо уменьшать шероховатость поверхности, не допускать появления технологических концентраторов напряжений в зоне выкружки: рисок, уступов, трещин от шлифования и других видов окончательной механической обработки. Рекомендуется производить отделочную механическую операцию до окончательной термической обработки во всех случаях, когда это допускается требованиями к точности и бесшумности передачи (например, при изготовлении зубчатых колес 8-й степени). При необходимости шлифования закаленных зубьев (с целью достижения высокой точности) должны быть приняты специальные меры, предупреждающие образование прижогов, трещин и существенных растягивающих остаточных напряжений в поверхностном слое. К этим мерам относятся: выбор рациональных режимов шлифования, шлифование после закалки только рабочих участков профиля и механический наклеп шлифованых выкружек.

Выбор рациональных режимов шлифования для цементованных закаленных колес из легированных сталей рекомендуется осуществлять по работе [42]. При изготовлении высоконапряженных цементованных точных зубчатых колес рекомендуется шлифовать после закалки лишь рабочие поверхности зубьев, а выкружки подвергать механической обработке до закалки. Во избежание образования ступенек в зоне переходной кривой следует придавать выкружкам форму «протуберанцев», что обеспечивает незначительный

подрез ножки зуба. Получение необходимой формы выкружки обеспечивается при нарезании зубьев модифицированной червячной фрезой (с «усиками») [19] либо введением операций протягивания впадин (с помощью специальной протяжки) или их шлифования профильным кругом (до закалки).

Упрочнение поверхностным наклепом рекомендуется для повышения усталостной (циклической) изгибной прочности и долговечности зубчатых колес, а также увеличения их эксплуатационной надежности. Применение упрочнения наклепом особенно целесообразно в тех случаях, когда необходимые прочность и долговечность зубчатых колес не обеспечиваются простыми конструктивными мерами, выбором оптимальной термической обработки и марки стали и т. п.

Наклеп рекомендуется в качестве завершающего этапа комбинированного упрочнения зубьев после сквозной закалки с нагревом т. в. ч., цементации (нитроцементации) с закалкой и после такой же обработки и последующего шлифования зубьев. Наклеп дробью рекомендуется для упрочнения колес с модулем до 10 *мм* при твердости поверхности зубьев *HRC* $>$ 45 и колес с модулем до 4 *мм* — при твердости поверхности переходного профиля зубьев *HRC* 20—40. Наклеп роликами (по впадинам) рекомендуется для упрочнения колес с $m > 4$ *мм* при твердости поверхности переходного профиля *HRC* $<$ 40. При повышенных требованиях к шероховатости поверхности и точности допускается отделочная обработка наклепанной дробью поверхности при помощи тонкого шлифования, хонингования, притирки т. п. при условии, что толщина снятого слоя не превысит 0,03—0,05 *мм*. Для достижения наивысшей усталостной прочности при обеспечении высокой точности и малой шероховатости рабочих поверхностей зубьев рекомендуется схема изготовления с предварительным небольшим поднутрением переходного профиля (с помощью фрезы с усиками или шлифования профильным кругом и т. п.), цементацией, закалкой с низким отпуском, дробеструйной обработкой и шлифованием зубьев по рабочим поверхностям.

Оптимизация геометрических параметров. 1. Увеличение размеров корневого сечения зубьев. При заданном межосевом расстоянии и передаточном отношении зубчатой пары рекомендуется выбирать возможно больший модуль, если повышение изгибной прочности является главной задачей. Увеличение модуля при отсутствии коррекции ограничивается минимальным числом зубьев (22—23), поскольку при меньших z возрастает опасность заедания и контактных разрушений. Следует также учитывать ограничения, накладываемые на величину модуля колеса возможностями оборудования для наиболее эффективных видов термической или химико-термической обработки.

Для повышения изгибной прочности зубьев рекомендуется широкое использование положительной коррекции профиля —

высотной и угловой. Угол зацепления корригированного профиля целесообразно назначать в пределах 25—26°. Наибольший эффект может дать коррекция колес при малых числах зубьев.

Для обеспечения равнопрочности (по изгибу) колес с разными числами зубьев рекомендуется система коррекции Ленинградского станкостроительного завода им. Я. М. Свердлова, предложенная М. Е. Эльясбергом. При выборе коррекции необходимо проводить проверки на лимитирующие факторы — минимальное перекрытие, интерференцию профилей, заострение и т. п. Для выбора рациональных параметров коррекции рекомендуются графики «блокирующих контуров» [6]. При применении корригирования следует четко оговаривать параметры коррекции в технической документации, прилагаемой к станку при его отправке к заказчику, чтобы избежать ошибок при изготовлении зубчатых колес в случае ремонтных работ.

2. Уменьшение геометрической концентрации напряжений. Для высоконапряженных колес, особенно со шлифованными зубьями или с повышенными углами зацепления, рекомендуется нарезать колеса с увеличенным радиусом выкружки ($r > 0{,}4m$), применяя полное скругление впадины и незначительный подрез ножки (на 0,15—0,2 *мм*) в форме «протуберанца». При изготовлении и эксплуатации менее напряженных колес следует принимать меры, препятствующие снижению фактического радиуса выкружки до величины менее чем $0{,}2m$.

3. Распределение нагрузки между двумя или более парами зубьев. Для напряженных колес, изготовленных с высокой точностью, может быть рекомендован выбор повышенных значений коэффициента перекрытия ($\varepsilon > 2$).

ВЛИЯНИЕ ОСНОВНЫХ ФАКТОРОВ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ РАЗРУШЕНИЮ ТОРЦОВ ЗУБЬЕВ ПЕРЕКЛЮЧАЕМЫХ КОЛЕС И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОВЫШЕНИЮ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Влияние формы торцовой поверхности зуба. При соударениях переключаемых колес характер их контактирования и включаемость зависят от формы торцов. Неблагоприятные условия контактирования — наличие кромочных давлений, расположение контакта на вершине зуба, низкая вероятность введения колес в зацепление с первой попытки и быстрое ухудшение включаемости в эксплуатации (по мере износа торцов)— способствуют снижению долговечности зубчатых колес. Наибольшее распространение в станкостроении имеют бочкообразная (рис. 23, *б*), конусная (рис. 23, *а*) и заостренная формы закругления торцовой поверхности зуба (рис. 23, *в* и *г*).

Исследованиями, проведенными в ЭНИМСе [1], было установлено, что при конусной и заостренной формах поверхности в большинстве случаев наблюдается точечный контакт зубьев, причем точки контакта могут находиться на кромках вершин головок

зубьев одного колеса и торцовой поверхности ножки другого. Зоны контакта (следы скольжения точек контакта) торцов зубьев различной формы показаны на рис. 24. При бочкообразной форме путем выбора рациональных величин радиуса кривизны и положения центра радиуса кривизны относительно профиля зуба можно зону контакта переместить по высоте зуба в середину торцовой поверхности (в области делительной окружности) и полностью устранить кромочные давления.

Опыты показали, что наилучшей первоначальной включаемостью обладают зубчатые колеса с заостренной формой зубьев, а худшей — с конусной формой. Однако в процессе эксплуатации

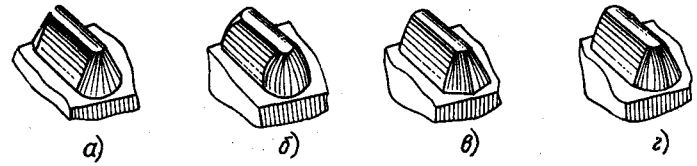


Рис. 23. Формы торцов зубьев переключаемых зубчатых колес

под влиянием износа торцов зубья с заостренной формой быстро теряют преимущества, в то время как при бочкообразной форме первоначальная включаемость сохраняется в течение длительного времени. Сравнительные стендовые испытания на долговечность (по износу) переключаемых колес с различными формами зубозакруглений показали, что бочкообразная форма обладает значительно лучшим сопротивлением износу, чем конусная или заостренная форма. Результаты исследования [1] выявили преимущества бочкообразной формы торцов и позволили разработать соответствующую нормаль станкостроения.

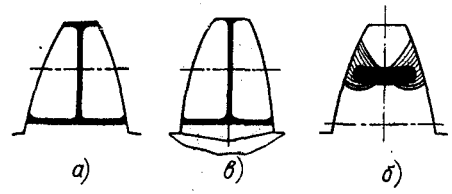


Рис. 24. Зоны контакта переключаемых зубчатых колес с различной формой торцов:

а — конусной; *б* — бочкообразной; *в* — заостренной

В связи с низкой производительностью процесса бочкообразного закругления с помощью пальцевой фрезы и низкой стойкостью инструмента был разработан производительный метод зубозакругления с помощью дисковой фрезы, имеющей относительное движение вдоль высоты зуба [8]. Форма торцовой поверхности, образуемая при этом методе закругления, несколько отличается от бочкообразной. Лабораторные и эксплуатационные испытания на долговечность зубчатых колес, закругленных дисковой фрезой и пальцевой фрезой, показали примерную равнозначность обоих методов в отношении износостойкости торцов и включаемости колес.

Влияние материала и термической обработки. В ЭНИМСе проводили экспериментальное сравнение износостойкости и прочности торцов зубьев переключаемых колес, подвергнутых различным видам упрочняющей термической и химико-термической обработки, при оптимальной — бочкообразной — форме закругления торцовых поверхностей (по нормали станкостроения Н22—1) одинаковой для всех испытуемых колес. Испытывали цилиндрические зубчатые колеса ($m = 3$ *мм*; $z = 44$, $b = 15$ *мм*, $\alpha_д = 20°$) при переключении на ходу. Варианты термической обработки сравнивали сопоставлением величины разрушенной части зубьев за одинаковое число включений. Износ зубьев измеряли в характерных точках торцовой поверхности, выбранных на основе предварительных испытаний. На каждом колесе измеряли износ трех зубьев, расположенных под углом 120°, через определенное число циклов включений. На рис. 25 и в табл. 3 приведены сравнительные данные об износе (в точке начального контакта торцов — посредине высоты зуба), усредненные по трем измеренным зубьям для каждого колеса. База сравнений 70 000 или 100 000 циклов включений. За единицу условно принята величина торцового износа колес со сквозной закалкой зубьев (из стали 40Х) при нагреве т. в. ч.

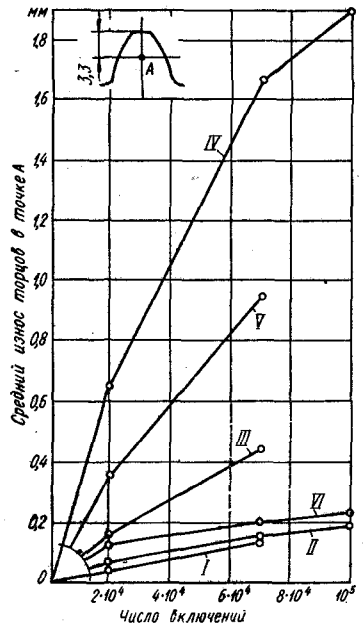


Рис. 25. Кривые износа торцов зубьев при переключениях колес с различными вариантами термической обработки

Закаленная зона в испытанных зубчатых колесах вариантов *I—II* охватывала зубья и тело венца ниже дна впадины на глубину 3 *мм*. Микроструктура закаленного слоя представляла мартенсит с небольшим количеством троостита. Колеса, подвергнутые контурной закалке под водой, имели глубину закаленного слоя 0,7—1,0 *мм*, так что середина торцов зубьев — между упрочненными слоями — оставалась незакаленной и ее твердость и микроструктура определялись предварительной термической обработкой — улучшением. Микроструктура этой части торцов представляла сорбитообразный перлит, а закаленных слоев — скрытокристаллический мартенсит и троостит. В колесах вариантов IV—VII глубина азотированного слоя по контуру и торцам зубьев составляла 0,30—0,45 *мм*,

Таблица 3

Результаты стендовых испытаний переключаемых зубчатых колес на износостойкость торцов зубьев

Вариант	Термическая обработка и марка стали зубчатых колес	Твердость зубьев *HRC*		Относительный износ зубьев (с торцов)
		поверхности	сердцевины	
I	Сквозная закалка зубьев при нагреве т. в. ч., 40Х	51	53	1,0
II		49	51	1,1—1,2
III	Контурная закалка при нагреве т. в. ч., 40Х	50—53	24	2,5—3
IV *V*	Азотирование, 40ХФА, 40Х	50—52	24	5,0—6,0
VI	То же, 40ХФА	55—56	24—26	1,1—1,3
VII	То же, 38ХМЮА	63—67	24—26	Хрупкое разрушение торцов
VIII	Цементация, нитроцементация, 20Х, 18ХГТ	56—60	30—40	0,8—1,0

а микроструктура представляла нитридный слой (ε-, α- и γ-фазы). Глубина упрочненного слоя на торцах зубьев цементованных колес находилась в пределах 0,9—1,2 *мм*, а нитроцементованных 0,6—0,9 *мм*.

В результате испытаний переключаемых колес и исследования состояния поверхностных слоев металла в зоне соударения зубьев выявлены различия в механизме разрушения торцов зубьев при различных видах их термической обработки и материалах. Наименьший износ торцов при наибольшей стабильности результатов обеспечивается сквозной закалкой зубьев (при нагреве т. в. ч.) по оптимальной технологии или цементацией с последующей объемной закалкой. Включения зубчатых колес со сквозной закалкой зубьев сопровождаются изменением твердости и микроструктуры металла в зоне контакта. В середине торца наблюдается максимальное увеличение твердости на поверхности (рис. 26, *а*) — примерно на 180—220 *H* (*HRC* с 53 до 59—60) и существенное изменение микроструктуры. Ближе к краям торца изменение твердости менее значительно, однако в этой части зоны контакта отмечено наиболее выраженное течение металла. Максимальная глубина упрочненной наклепом зоны 0,3—0,5 *мм*. На глубине 0,2—0,3 *мм* (рис. 26, *а*) твердость в зоне контакта составляет

HRC 56—57, приближаясь к твердости цементованного слоя. Постепенное упрочнение поверхностных слоев на значительную глубину очевидно способствует замедлению темпа износа торцов зубьев по мере роста числа включений (рис. 25).

При контурной закалке отмечено повышение величины износа торцов в 2,5—3 раза, а при колебаниях твердости поверхности и сердцевины зубьев на три-четыре единицы *HRC* наблюдается также увеличние износа — в 1,5—2 раза. Однако величина и темп износа — существенно меньшие, чем можно ожидать, исходя из твердости поверхности в середине зоны соударения торцов (*HRC*

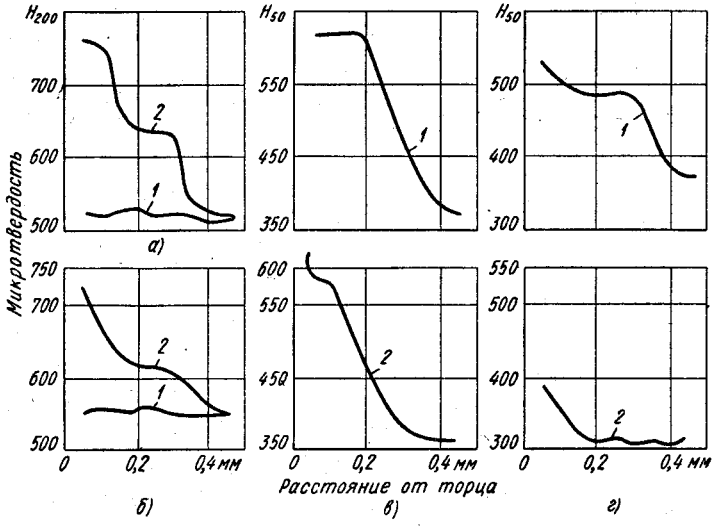


Рис. 26. Изменение твердости поверхностного слоя торца зуба переключаемых колес в зоне соударения (*1* — до испытаний, *2* — после испытаний):

а — сквозная закалка нагревом т. в. ч.; *б* — контурная закалка нагревом т. в. ч.; *в* — азотирование (*HRC* 54—57); *г* — азотирование (*HRC* 49—52)

22—24). При этом величина износа тем меньше, чем относительно толще закаленный слой. В действительности, вначале сокращение размеров зуба (по ширине венца) происходит довольно быстро за счет наклепа и износа незакаленной зоны контактирования, причем глубина наклепа максимальна в слоях, прилегающих к закаленному слою (0,25—0,35 *мм*). Как видно из рис. 26, *б* твердость незакаленной зоны в месте контакта возросла в процессе испытаний с 250 до 367 *H* (*HRC* с 22 до 36), что способствовало некоторому замедлению темпа износа торцов. Далее темп износа падает еще больше, так как сопротивление разрушению увеличивается, вследствие закаленного слоя. По мере деформирования закаленного слоя он как бы затягивает зону соударения.

Для азотированных колес величина и характер повреждения торцов зубьев значительно колеблются в зависимости от марки стали и параметров упрочнения. Азотированные колеса из стали 40ХФА при оптимальных параметрах (табл. 3, вариант *VI*) почти не уступают по износостойкости торцов колесам со сквозной закалкой зубьев. Твердость и микроструктура тонкого слоя у поверхности рабочих торцов в этом случае не претерпели существенных изменений (рис. 26, *в*). Другая картина наблюдается при снижении твердости поверхностного слоя на 3—6 ед. *HRC* (рис. 25, варианты *IV*, *V*). На рис. 26, *г* показано распределение твердости в зоне контакта до и после испытаний. Уже после нескольких тысяч переключений сравнительно мягкий поверхностный слой разрушается и сокращение длины зубьев происходит за счет деформирования и износа металла сердцевины зубьев (*HRC* 24). Отмечено увеличение износа — сравнительно с вариантом сквозной закалки зубьев — до 6 раз. Увеличение твердости на 3—5 ед. *HRC* (сталь 40Х, 40ХФА) ведет к излишней хрупкости азотированного слоя и его скалыванию. Испытания азотированных колес из стали 38ХМЮА, закаленных до обычной для этих сталей твердости *HRC* 63—67, выявили образование трещин, сколы краев, а затем хрупкое разрушение всей торцовой поверхности зубьев после 20 000—30 000 переключений.

Рекомендации по повышению износостойкости и прочности торцов зубьев. 1. Выбор рациональной формы торцовой поверхности. Для переключаемых колес соударяемые торцы зубьев рекомендуется выполнять бочкообразной формы — по нормали станкостроения Н22—1 с помощью пальцевой фрезы. В крупносерийном производстве возможно использование наиболее производительного метода зубозакругления дисковой фрезой (например, на станке ЛП538Б) — для получения формы торца, близкой к бочкообразной. При использовании этого метода следует учитывать присущую ему особенность — прорезание торцовой поверхности обода колеса в зоне, расположенной ниже основания зубьев, что в некоторых случаях может препятствовать нормальной работе переключающей вилки.

2. Выбор рациональной упрочняющей термической обработки и материала. Рекомендуется использование цементации, нитроцементации или сквозной закалки с нагревом т. в. ч. ниже дна впадины для интенсивно переключаемых колес. При цементации (нитроцементации) рекомендуются значения твердости поверхности *HRC* 56—60, твердости сердцевины не меньше *HRC* 28—30 и глубины слоя на торцовых поверхностях 0,25*m*. При сквозной закалке следует обеспечивать твердость поверхности на торцах не менее *HRC* 50. Использование азотирования или контурной закалки с нагревом т. в. ч. возможно только для редко переключаемых колес и колес, переключаемых не на ходу. Применение этих видов упрочнения требует обеспечения достаточно высокой твердости

улучшенной сердцевины — не менее *HRC* 24, толщины слоя не менее 0,25 *мм* (азотирование) и 0,25*m* (контурная закалка). Для азотируемых переключаемых колес рекомендуются безалюминиевые стали типа 40ХФА с поверхностной твердостью после азотирования *HRC* 54—57.

3. Уменьшение ударных нагрузок на торцы зубьев при переключении колес. Достигается применением синхронизаторов вращения, систем переключения колес на ползучей скорости при малой величине крутящего момента, использованием систем выборочного переключения посредством селективного и преселективного механизмов.

Ползучую скорость переключения колеса можно получить по одной из схем включения приводного электродвигателя [29], позволяющей осуществить требуемую степень «мягкости» механической характеристики $n = f(M)$.

Глава II. ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ (ШЛИЦЕВЫХ) СОЕДИНЕНИЙ

Основное распространение в станках имеют соединения с прямобочным профилем; соединения эвольвентного профиля в станкостроении распространения не нашли в связи с относительно большими запасами прочности станочных валов и с высокой стоимостью эвольвентных протяжек.

В станках применяют центрирование по наружному (около 60%) и по внутреннему диаметрам. В первом случае упрощается технология изготовления соединения, однако во втором случае удается получить более высокую точность [17]. В подвижных соединениях применяют по центрирующему диаметру посадки Д, Х и Л, что соответствует для диаметров 20—80 *мм* номинальным диаметральным зазорам 0,01—0,13 *мм*, а в неподвижных соединениях посадки С и Д, что соответствует для тех же диаметров номинальным диаметральным зазорам до 0,06 *мм*. Номинальные зазоры по ширине шлицев обычно составляют 0,05—0 12 *мм*.

Большинство валов выполняют из среднеуглеродистой стали марки 45 или хромистой стали 40Х с улучшением (около 40%), а неответственные валы — из стали 45 без специальной термической обработки (около 25%).

В ответственных случаях валы выполняют из стали марок 45 или 40Х с закалкой шлицев нагревом т. в. ч., некоторые валы выполняют закаленными объемной закалкой или цементованными и закаленными.

Насаживаемые на валы зубчатые колеса выполняют в большинстве случаев из сталей марок 40Х, 40ХН, 40ХФ или 45 с закалкой зубьев нагревом т. в. ч. При этом шлицы остаются термически необработанными. Сильно напряженные зубчатые колеса выполняют из сталей марок 20Х, 18ХГТ, 12ХН3А с цементацией и закалкой зубьев (подробнее см. гл. I). При этом шлицы предохраняют от цементации и после закалки, твердость их обычно составляет *HB* 190—210. Относительно небольшое число зубчатых колес выполняют с азотированными зубьями. Зубчатые колеса с закаленными шлицами в отечественных станках применяются редко.

В других областях машиностроения, где возникла необходимость в повышении долговечности зубчатых соединений, применяют соединения с закаленными шлицами валов и зубчатых колес. Так, в тракторной промышленности осуществлен переход на закаленные шлицы, причем технические условия оговорены ГОСТом 2796—55 «Валы шлицевые тракторные» и ГОСТом 2794—57 «Шестерни силовых передач тракторов». Шлицы валов подвергают закалке нагревом т. в. ч. до твердости не менее *HRC* 50 при глубине закаленного слоя не менее 1,5 *мм*. Шестерни выполняют из цементируемых сталей с твердостью на шлицах не менее *HRC* 50. Применяют также шестерни с объемной закалкой, причем глубина закалки шлицев не ниже 1,5 *мм*. После термической обработки шлицы механически не обрабатываются, деформации от термической обработки компенсируются повышенными диаметральными и боковыми зазорами. Зазоры по центрующему диаметру составляют 0,15—0,25 *мм* (посадки Л и Ш).

В автомобильной промышленности валы и шестерни также выполняют с закаленными шлицами. Более 60% шестерен подвергают нитроцементации и объемной закалке. Твердость шлицев шестерен после термической обработки *HRC* 60—62. Шлицы калибруют калибровочной прошивкой, работающей по принципу пластического деформирования, причем при центрировании по наружному диаметру калибруют центрирующий диаметр и боковые стороны шлиц, а при центрировании по внутреннему диаметру только боковые стороны шлиц, а внутренний диаметр хонингуют или шлифуют. В последние годы созданы специальные конструкции протяжек, обеспечивающие концентричность внутреннего и наружного диаметра отверстия (биение до 0,01 *мм*). Это позволило применить хонингование отверстия вместо шлифования в сочетании с нитроцементацией. Применяют также силовое хонингование отверстия совместно с калиброванием боковых поверхностей наборной протяжкой из твердосплавных колец. На некоторых заводах боковые поверхности подвергают электрохимической обработке для получения требуемого качества поверхности и некоторого исправления отверстия после термической обработки [17].

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ СТАНКОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Изучение работы зубчатых соединений станков в эксплуатации на ряде машиностроительных и станкостроительных заводов показало, что причиной выхода из строя соединений в большинстве случаев является износ боковых поверхностей шлицев. Износ по центрирующему диаметру значительно меньше и никогда не является причиной выхода из строя.

Очень низкой долговечностью (от полугода при больших зазорах по центрирующему диаметру до двух лет при меньших зазорах) обладают соединения приводного вала со шкивом во

всех без исключения станках, где они применяются. Износ боковых поверхностей валов и шкивов за этот срок составляет 0,5—2 *мм*. Применением более плотной посадки по центрирующему диаметру удается повысить срок службы соединения, но все же он остается недостаточным. Опыт ряда заводов показывает, что замена зубчатых соединений в шкивах на коническое со шпонкой позволяет многократно повысить их долговечность.

При посадке дисковых фрикционных муфт на незакаленные валы диски муфты врезаются в вал, прорезая шлицы почти насквозь; долговечность таких валов обычно не более двух лет. В тех станках, где применены закаленные валы (*HRC* 52—55), повреждения валов дисками не наблюдается.

В широко универсальных станках, которые работают на разных ступенях чисел оборотов, все валы коробки скоростей, как правило, имеют износ одного порядка за исключением соединений постоянно работающих быстроходных шестерен, в которых износ существенно больше. На валах с непередвижными шестернями износ несколько больше, чем с перемещаемыми, так как непрерывно работают одни и те же участки вала. Значительно больший износ, чем в других соединениях, наблюдается при выполнении непередвижных шестерен с короткими ступицами и креплением на валу распорными втулками. Повышенный износ (до 0,1 *мм/год*) наблюдается в соединениях с консольным расположением шестерен и соединениях на вертикальных валах, при повышенном загрязнении и недостаточной смазке (радиально-сверлильные станки).

В станках одной и той же модели износ зубчатых соединений зависит от работ, выполняемых на станке. В станках с ударной нагрузкой, используемых на черновых операциях, износ соединений примерно в 1,5 раза больше, чем в станках, работающих на чистовых операциях. Износ существенно повышается при использовании универсальных станков как операционных для обработки одних и тех же деталей (при высоких нагрузках), так как при этом все время работают одни и те же передачи.

В среднем в коробках скоростей универсальных станков износ незакаленных боковых поверхностей шлицев валов и шестерен, отнесенный к году двухсменной работы, составляет 0,01—0,02 *мм* при средних условиях работы (черновые и чистовые режимы) и до 0,03—0,04 *мм* при тяжелых (черновых). Долговечность валов и шестерен с незакаленными шлицами по износу шлицев составляет в среднем 8—10 лет. При применении валов и шестерен с закаленными шлицами износ соединений многократно меньше (от 0,001—0,002 *мм* в год в станках, работающих на чистовых операциях, до 0,01 *мм* на обдирочных) и практически валы и шестерни не заменяются в течение всего срока службы станка (20 лет и более).

Использование различных систем номинальных размеров зубчатых соединений в станках разных заводов и отсутствие соответствующих им комплектов инструментов, в частности протяжек, приводит к тому, что при замене шестерен из-за поломок зубьев приходится заменять вал и все сидящие на нем шестерни.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ЗУБЬЯМИ. СКОЛЬЖЕНИЕ И РАБОТА ТРЕНИЯ НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ

Изучение трения в зубчатом соединении весьма актуально, так как основным критерием работоспособности является износ. Износ зубчатых соединений станков возникает при вращении в результате скольжения вала и ступицы в плоскости вращения, которое органически присуще нагруженному соединению.

Рассмотрим механизм скольжения в зубчатом соединении. В общем виде нагрузку, воспринимаемую зубчатым соединением (в плоскости вращения), можно представить как сочетание крутящего момента $M_к$ и центральной силы P (рис. 27). При приложении к соединению внешней нагрузки происходит относительный поворот вала и втулки и смещение в направлении действия силы. Как окружное, так и радиальное смещения слагаются из величины зазора и упругой деформации в соединении. Таким образом, под нагрузкой оси вала и втулки не совпадают (рис. 28). При вращении вала в соединении в связи с радиальным смещением имеет место относительное скольжение. Если рассматривать контакт одной пары рабочих поверхностей, то в ней втулка то удаляется от оси вала, то приближается к ней. Полный цикл скольжения совершается за один оборот, величина относительного смещения на поверхностях трения за цикл описывается синусоидой. Исключение представляет случай нагружения соединения только моментом

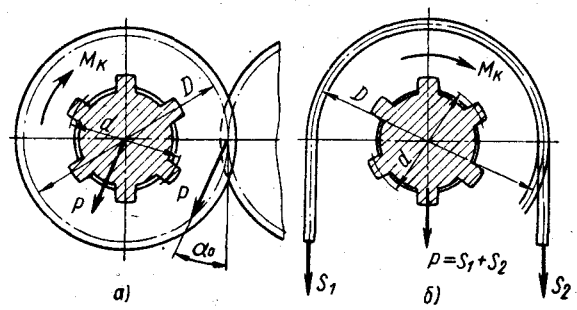


Рис. 27. Нагрузки, действующие на зубчатое соединение:

а — от зубчатого колеса $M_к = 0{,}5\,P_{окр}D_ш$, $P=\frac{P_{окр}}{\cos\alpha_0}$; *б* — от шкива $M_к = 0{,}5\,TD_ш$, $P = S_1 + S_2 \approx 2S_0$ (где S_0 — усилие начального натяжения, T — окружное усилие; $D_ш$ — диаметр начальной окружности колеса или шкива)

$M_к$ ($P = 0$). При этом радиальное биение отсутствует, оси вала и втулки совпадают и в соединении нет относительного скольжения (при идеальном изготовлении соединения). Относительное смещение осей вала и ступицы тем больше, чем больше сила P (при заданном $M_к$). При этом соответственно и больше величина скольжения по рабочим поверхностям зубьев.

С точки зрения восприятия нагрузки зубчатое соединение представляет собой сложное сочетание боковых поверхностей зубьев и участков цилиндрической центрирующей поверхности. В общем случае нагрузка распределяется неравномерно между боковыми поверхностями зубьев и участками цилиндрической центрирующей поверхности. Доля нагрузки, воспринимаемой той или иной поверхностью идеально изготовленного соединения, зависит от вида нагружения (соотношения P и $M_к$) и величины зазоров по центрирующему диаметру и боковым поверхностям. При нагружении соединения моментом $M_к$ ($P = 0$) в восприятии нагрузки принимают участие только боковые поверхности зубьев и нагрузка между зубьями распределяется равномерно (для идеально изготовленного соединения). Чем больше величина $\frac{Pr}{M_к}$ (r — радиус окружности, проходящей через середину боковых поверхностей шлицев), тем неравномернее распределяется нагрузка между боковыми поверхностями отдельных зубьев. Если величина $\frac{Pr}{M_к} > 0{,}5$, то в работе одновременно принимают участие не все боковые поверхности зубьев; при этом нагрузка на каждую рабочую поверхность, естественно, возрастает. Число участков центрирующей цилиндрической поверхности, находящихся одновременно под нагрузкой, зависит в основном от величины зазора по центрирующему диаметру. При нулевом зазоре одновременно в работе находятся участки цилиндрической поверхности, расположенные на полуокружности; с увеличением зазора количество работающих участков цилиндрической поверхности уменьшается, а при относительно больших зазорах цилиндрическая поверхность в восприятии нагрузки не участвует.

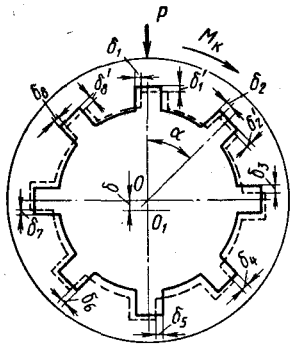


Рис. 28. Относительные смещения и контактные деформации в зубчатом соединении при нагружении крутящим моментом $M_к$ и радиальной силой P (сплошные линии — положение вала и ступицы до нагружения, штриховые — положение ступицы после нагружения)

Введены следующие обозначения:

$d_{ср} = 2r$ — диаметр окружности, проходящей через середину боковых поверхностей зубьев, в *см*; $\Delta = 0{,}5\Delta_d$ — радиальный зазор в соединении в *мк*; Δ_d — диаметральный зазор по центрирующему диаметру в *мк*; z — число зубьев (шлицев); l — длина ступицы в *см*; h — рабочая высота зубьев в *см*; b — толщина зубьев вала в *см*; $F = hl$ — площадь контакта одной пары зубьев в *см*^{2}; F_1 — площадь контакта по одному участку цилиндрической центрирующей поверхности в *см*^{2}; при центрировании по наружному диаметру $F_1 = bl$; e — смещение силы P относительно середины ступицы в *см*; $D_ш$ — диаметр начальной окружности зубчатого колеса или шкива в *см*; $\alpha = \frac{360°}{z}$ — угол между двумя соседними зубьями (шлицами) в градусах; β — угол между линией действия силы P и рассматриваемой гранью; $\sigma_{ср} = \frac{M_к}{rzF}$ — среднее давление на боковых поверхностях зубьев в *кГ/см*^{2}; $P_{ср} = \frac{M_к}{rz}$ — средняя номинальная нагрузка на одну боковую поверхность в *кГ*; k — коэффициент контактной податливости в *мкм*^{2}*/кГ*; ориентировочно на основании экспериментов можно принимать следующие значения:

$\sigma_{ср}$	10—20	50	100	200	300
k	0,2	0,1	0,05	0,04	0,03

При приложении нагрузки от первоначального симметричного положения ступицы относительно вала происходит поворот ступицы на угол $\varphi = \varphi_0 + \varphi_1$ и радиальное смещение на величину δ (см. рис. 28), где φ_0 — угол поворота, обусловленный зазором по боковым поверхностям; φ_1 — угол поворота в результате контактных деформаций.

$$\delta = wk\sigma_{ср}, \quad \varphi_1 = \frac{uk\sigma_{ср}}{r},$$

где $w = \frac{z(z_p\nu - a_1) + a_2\gamma\xi}{a_3 - a_1^2 + a_4\gamma}$; $u = \frac{z - a_1 w}{z_p}$, $\nu = \frac{Pr}{M_к}$; $\xi = \frac{\Delta}{k\sigma_{ср}}$, $\gamma = \frac{F_1 k}{Fk_1}$, z_p — число одновременно работающих боковых граней; a_1, a_2, a_3, a_4 — коэффициенты (табл. 4).

Таблица 4

Значения коэффициентов a_1, a_2, a_3, a_4 для восьмишлицевого соединения

z_p	Условия применимости	При $w < \xi$				При $\xi < w < 1{,}41\xi$				При $w > 1{,}41\xi$			
		a_1	a_2	a_3	a_4	a_1	a_2	a_3	a_4	a_1	a_2	a_3	a_4
8	$w > 1$	0	0	32	0	0	8	32	8	0	19,3	32	16
7	$u < w < 1{,}41u$	1	0	21	0	1	7	21	7	0	16,9	21	14
5	$w > 1{,}41u$ $u > 0$	2,41	0	10	0	2,41	5	10	5	2,41	12	10	10
3	$w > -1{,}41u$ $u < 0$	2,41	0	6	0	2,41	3	6	3	2,41	7,2	6	6

За один оборот вала нагрузка P_β на боковую поверхность зуба изменяется по синусоидальному закону в зависимости от угла β расположения зуба:

$$P_\beta = P_{cp}(u + w\sin\beta).$$

Наибольшая и наименьшая нагрузки за цикл

$$P_{\max} = P_{cp}(u + w), \quad P_{\min} = P_{cp}(u - w).$$

Формулы для определения сил и смещений осей получены в результате решения уравнений равновесия и уравнений совместности перемещений [26]. Принято, что между давлениями σ и деформациями δ на боковых поверхностях существует линейная зависимость $\delta = k\sigma$, а на участках цилиндрической поверхности соответственно $\delta' = k_1\sigma'$. Коэффициенты k и k_1 учитывают упругие контактные деформации и собственные упругие деформации зубьев (вторые многократно меньше первых). Рассмотрено соединение с зазором по центрирующему диаметру; принято, что зазоры по боковым поверхностям больше, чем по центрирующему диаметру, что реально всегда имеет место. В работе [20] дано решение для частного случая, когда радиальный зазор велик.

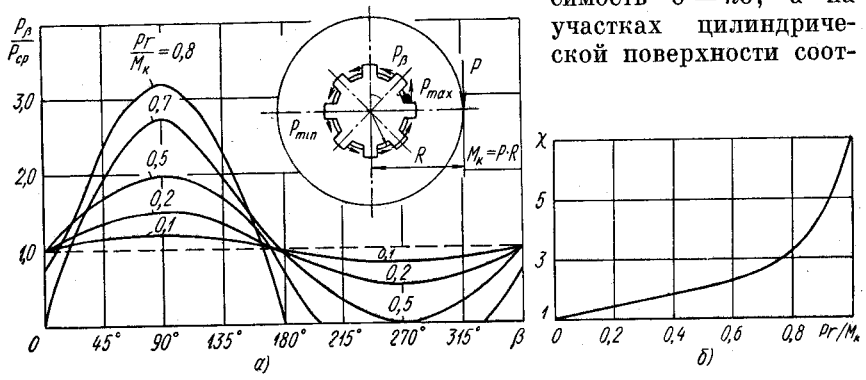


Рис. 29. Изменение нагрузки P_β на боковой поверхности в зависимости от угла β поворота вала (*а*) и значения отношения $\chi = \frac{P_{\max}}{P_{cp}}$ (*б*) при разных значениях $\frac{Pr}{M_к}$ (при больших зазорах по центрирующему диаметру)

На рис. 29, *а* показано изменение нагрузки на зубья восьмишлицевого соединения в зависимости от угла поворота при разных отношениях $\nu = \frac{Pr}{M_к}$, а на рис. 29, *б* даны значения отношения $\chi = \frac{P_{\max}}{P_{cp}}$. На графике рис. 30 приведены значения w и $\chi = \frac{P_{\max}}{P_{cp}}$. Зависимости выражаются ломаными линиями, каждый отрезок которых соответствует участию в работе определенного сочетания граней. Горизонтальные участки соответствуют участию в работе

только боковых поверхностей зубьев, наклонные — боковых и цилиндрических. Численные значения w и χ для шести- и десятишлицевых соединений мало отличаются от значений для восьмишлицевого соединения и здесь не приводятся. При $\nu > 0{,}5$ боковая поверхность зуба не работает в пределах угла $\theta = \pi - 2\beta_0$ (рис. 31, *а*). Угол β_0 определяется из условия: $P_{\beta_0} = 0$, при этом $\beta_0 = \arcsin\frac{u}{w}$.

Величина смещения в радиальном направлении на зубе, расположенном под углом β к линии действия силы P:

$$\delta_\beta = \delta\cos\beta.$$

Число одновременно работающих зубьев составляет два-три при $\nu > 1$, при $0{,}5 < \nu < 1$ — от трех до полного в зависимости от ν и ξ, при $\nu < 0{,}5$ — полное число зубьев.

Скольжение в шлицевом соединении измеряли на экспериментальном стенде с зубчатыми колесами и с ременной передачей. На торце зубчатого колеса или шкива в специальную державку закрепляли измерительную головку, ножка которой упиралась в вал. При медленном вращении под нагрузкой измеряли относительное смещение втулки и вала в данном диаметральном сечении. Закон относительного смещения (рис. 32) близок к синусоидальному, что подтверждает изложенную выше теорию.

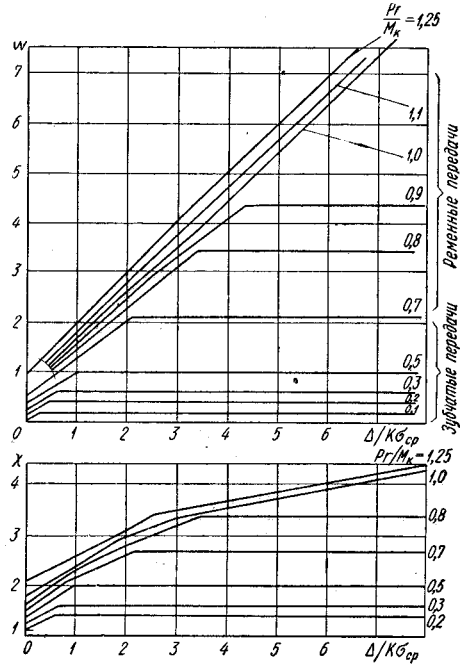


Рис. 30. Значения коэффициента w и отношения $\chi = \frac{P_{\max}}{P_{cp}}$ (соединение восьмишлицевое, $\frac{kF_1}{k_1F} = 3$)

Работа трения за один оборот на боковой поверхности каждого зуба вычисляется по нагрузкам P_β и смещениям δ_β:

$$A = \int_0^{2\pi} fP_\beta d\delta_\beta = fkF\sigma_{cp}^2 A_0,$$

где A_0 — удельная работа трения, отнесенная к единице силы и перемещения, $A_0 = \frac{A}{fP_{cp}\delta_{cp}}$,

$$P_{cp} = F\sigma_{cp} \quad \delta_{cp} = k\sigma_{cp}.$$

При $\nu < 0{,}5$ $A_0 = 4w$,

при $\nu > 0{,}5$ $A_0 = w^2 (0{,}5\pi - \beta_0 + 4 \sin \beta_0 - \sin \beta_0 \cos \beta_0)$.

Сила, действующая на участке цилиндрической поверхности, расположенном под углом β к направлению действия силы $P'_\beta = \frac{F_1}{k_1}(\delta \cos \beta - \Delta)$, а смещение в направлении касательной к цилиндрической поверхности соответственно:

$$\delta'_\beta = \delta \sin \beta;$$

центрирующая поверхность в соединении с зазором воспринимает нагрузку в пределах угла $\theta_1 = 2\beta_1$

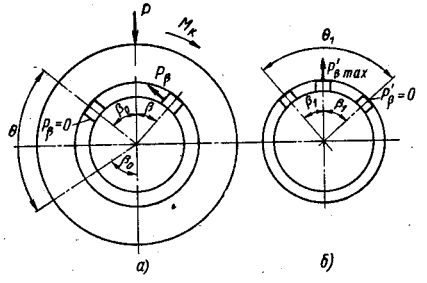


Рис. 31. Углы β_0 и β_1, в пределах которых нагружены боковые поверхности зубьев (*а*) и цилиндрические центрирующие поверхности (*б*)

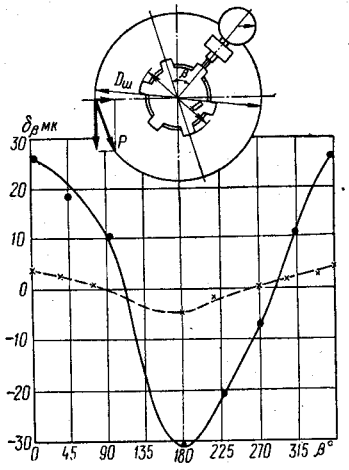


Рис. 32. Относительное скольжение δ_β вала и ступицы в зависимости от угла поворота β по результатам измерения на стенде и схема измерения

(сплошные линии — смещение шкива, штриховые — зубчатого колеса)

(рис. 31, *б*), причем угол β_1 определяется условием $P'_\beta \geqslant 0$, откуда получаем значение $\beta_1 = \arccos \xi/w$.

Работа трения за один оборот по каждому участку цилиндрической поверхности

$$A' = 2\int_0^{\beta_1} fP'_\beta d\delta'_\beta = fkF\sigma_{cp}^2 A'_0,$$

$$A'_0 = w^2 \frac{k_1 F}{kF_1}\left(\beta_1 - \xi \frac{\sin \beta_1}{w}\right).$$

Для беззазорного соединения ($\Delta = 0$) $\beta_1 = 0{,}5\pi$, для соединения с большим зазором при $\delta < \Delta$ $\beta_1 = 0$ — цилиндрическая центрирующая поверхность нагрузки не воспринимает и соответственно $A'_0 = 0$. Для определения значений A_0 и A'_0 построены графики рис. 33. Работа трения на каждой боковой и центрирующей поверхности зуба за время T в ч равна соответственно: $A_т = 60nTA$; $A'_т = 60\ nTA'$; где n — число оборотов вала в минуту; $60\ nT$ — общее число циклов.

Анализируя приведенные выше формулы и графики, можно сделать следующие выводы:

1. В зубчатых соединениях имеется относительное скольжение по рабочим поверхностям, являющееся результатом относительного смещения осей вала и ступицы под нагрузкой. Полный цикл скольжения соответствует одному обороту вала. Этим объясняется наблюдаемый на практике износ как в соединениях с передвижными шестернями, так и в неподвижных соединениях.

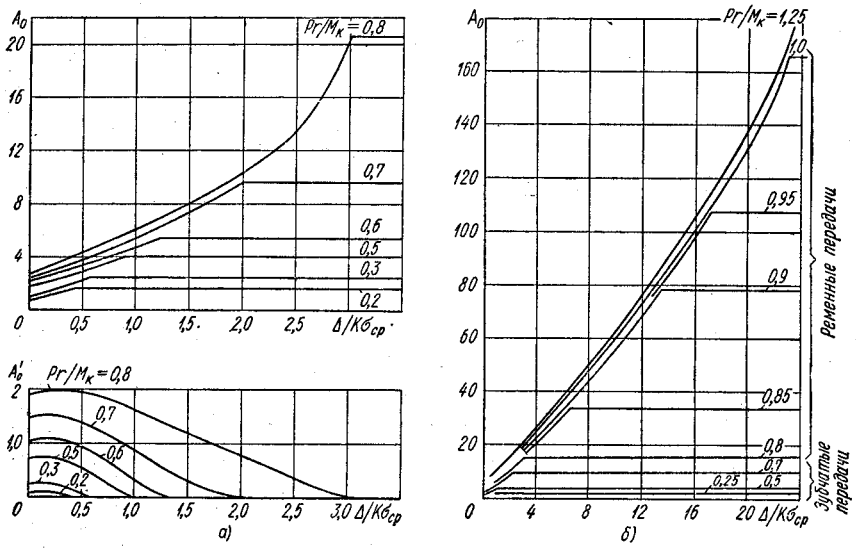


Рис. 33. Графики для определения удельной работы трения A_0 и A'_0 за цикл в зубчатых соединениях:

а — в зубчатых колесах; *б* — в шкивах ременных передач

2. Работа трения в соединении пропорциональна числу оборотов вала, что подтверждается стендовыми испытаниями [48].

3. Работа трения, а следовательно, и износ по боковым поверхностям зависят от соотношения радиальной силы P и крутящего момента $M_к$, характеризуемого безразмерным параметром $\nu = \frac{Pr}{M_к}$. С возрастанием ν работа трения и износ возрастают. Этим объясняется известный из практики повышенный износ соединений в зубчатых колесах малого диаметра. Этим же объясняется наблюдаемый в станках повышенный износ зубчатых соединений в шкивах и известный из практики [9] повышенный износ соединений, несущих паразитные шестерни ($M_к = 0$). Зубчатые соединения в шкивах работают обычно при $\nu = 0{,}8 \div 1{,}2$; при этих

соотношениях в работе участвует только около половины зубьев, что приводит к резкому возрастанию нагрузок на работающие зубья и соответственно возрастанию работы трения. Зубчатые соединения в зубчатых колесах работают при $\nu < 0{,}7$ (обычно $\nu = 0{,}25 \div 0{,}5$), когда все или почти все зубья (шлицы) принимают участие в работе и нагрузка между ними распределяется значительно равномернее.

4. Работа трения, а следовательно, и износ по боковым поверхностям зависит от величины радиального зазора Δ по центрирующему диаметру. При малых и нулевых зазорах Δ работа трения (износ) значительно меньше, чем при больших. Этим объясняется известный из практики факт, что применение плотной и тугой посадок приводит к снижению износа по боковым граням [9].

5. Участие центрирующей поверхности в восприятии нагрузки зависит от характера нагружения и величины радиального зазора. При малых зазорах и больших значениях ν центрирующие поверхности принимают участие в работе и по ним происходит скольжение. При больших зазорах центрирующая поверхность не участвует в работе. Этим объясняется, почему в одних случаях наблюдается износ по центрирующим поверхностям, а в других нет.

При применяемых на практике посадках Д и С работа трения по центрирующей поверхности в несколько раз меньше, чем по боковым поверхностям. Этим объясняется незначительный износ по центрирующей поверхности в большинстве практических случаев.

6. Работа трения по боковым поверхностям при прочих равных условиях пропорциональна квадрату среднего давления.

7. Основные положения предложенной теории хорошо подтверждаются экспериментальными данными и объясняют ряд явлений, наблюдаемых в практике при работе зубчатых соединений.

Предложенный метод решения позволяет при разработке конструкций определять наиболее изнашиваемые соединения и принимать меры для повышения их износостойкости.

Уменьшением зазора по центрирующему диаметру можно существенно уменьшить износ боковых поверхностей зубьев. Сравнение удельной работы трения A_0 по боковой поверхности зубьев при разных диаметральных зазорах Δ_d в соединении зубчатого колеса с $d_{ср}/D_ш = 0{,}65$ при $\sigma_{ср} = 200$ *кГ/см²* и $k = 0{,}05$ *мксм²/кГ* приведено в табл. 5. Значения A_0 определены по рис. 33.

Таким образом, уменьшение зазора с 0,04 *мм* (посадка Д или Х для валов диаметром 30—50 *мм*) до 0,01—0,02 *мм* (посадка С) приводит к снижению износа в 1,5—2 раза. Влияние зазора особенно ощутимо для колес малого диаметра. Для колес большого диаметра добиться уменьшения износа можно только в отдельных случаях, так как область участия центрирующих поверхностей в работе у них ограничена малыми значениями $\frac{\Delta}{k\sigma_{ср}}$ (меньше 0,5—1,0).

Таблица 5

Значения удельной работы трения на боковых поверхностях зубьев при разных диаметральных зазорах

Δ_d в *мк*	40	20	10	0
$\frac{\Delta}{k\sigma_{ср}}$	2	1	0,5	0
A_0	9,6	5,2	3,7	2,3

Для зубчатых соединений в шкивах влияние зазора по центрирующему диаметру более существенно, чем для соединений в зубчатых колесах. Сравнение удельной работы трения A_0 по боковой поверхности зубьев в зубчатом соединении и в шкиве при разных диаметральных зазорах при $\nu = 1{,}0$ и $\sigma_{ср} = 50$ *кГ/см²* (средние условия для шкивов станков) при $k = 0{,}05$ *мксм²/кГ* приведено в табл. 6.

Таблица 6

Значения удельной работы трения на боковых поверхностях зубьев в соединении вала со шкивом

Δ_d в *мк*	75	50	35	20	10	0
$\frac{\Delta}{k\sigma_{ср}}$	15	10	7	4	2	0
A_0	93	57	40	23	13	5

Уменьшение зазора с 0,05—0,07 *мм* (посадка Х для валов диаметром 30—50 *мм*) до 0,02 *мм* (посадка Д) приводит к снижению износа в 2,5—4 раза, а уменьшение зазора с 0,03—0,04 *мм* (посадка Д) до 0,01—0,02 *мм* (посадка С) приводит к снижению износа более, чем в 2 раза.

Сравнительные расчеты соединений станков показали, что работа трения в зубчатых соединениях в шкивах обычно в 10—30 раз больше, чем в соединениях в зубчатых колесах коробок скоростей.

Приведем для примера сравнительный расчет. Предположим, что на одном валу расположены зубчатое колесо и шкив, причем соединение в зубчатом колесе работает при $\nu = 0{,}5$, а в шкиве при $\nu = 1{,}0$ (средние условия). Для соединения в шкиве бóльшая величина ν вызвана наличием начального натяжения ремней, приводящего к возрастанию суммарной силы P. Зазор по центрирующему диаметру в обоих случаях $\Delta_d = 50$ *мк*, среднее давление

$\sigma_{ср} = 50$ *кГ/см²* и $\xi = 10$ (при $k = 0{,}05$ *мксм²/кГ*). Удельная работа трения для соединения в шкиве (по графику рис. 33) $A_0 = 57$, для соединения в зубчатом колесе $A_0 = 4$. Таким образом, интенсивность износа соединения в шкиве может быть почти в 15 раз выше, чем в соединении в зубчатом колесе (при одинаковых коэффициентах трения и размерах ступиц). Так как соединения в зубчатых колесах работают обычно в условиях обильной смазки и защиты от загрязнения извне, а соединения в шкивах — без смазки и при загрязнении извне, то практически относительная интенсивность износа соединений в шкивах еще больше.

Работа трения за цикл по центрирующей поверхности на порядок меньше, чем по боковым поверхностям. Например, в зубчатом колесе с $\frac{d_{ср}}{D_{ш}} = 0{,}6$ при $\sigma_{ср} = 100$ *кГ/см²*, $\Delta_d = 10$ *мк*, $k = 0{,}05$ *мксм²/кГ* удельная работа трения по боковой поверхности зуба за цикл $A_0 = 5$ (см. график рис. 33), а по центрирующей поверхности $A_0' = 0{,}7$ (т. е. в 7 раз меньше). При зазорах, превышающих 20 *мк*, и тех же нагрузках центрирующие поверхности вообще не принимают участия в работе.

РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЯ НА СМЯТИЕ ПО НАИБОЛЬШЕМУ ДАВЛЕНИЮ

В настоящее время широко распространен расчет на смятие по среднему давлению. Среднее давление определяется по формуле

$$\sigma_{ср} = \frac{2M_к}{zd_{ср}F\psi},$$

где ψ — коэффициент, учитывающий неравномерную работу зубьев, условно принимается 0,7—0,8.

Расчет по среднему давлению является условным и не отражает влияния ряда конструктивных факторов и концентрации нагрузки. Не учитывается при этом также наличие радиальной силы, которая в ряде случаев вызывает добавочные давления, бо́льшие по величине, чем основные, вызванные действием крутящего момента.

Ниже на основании решения о распределении нагрузок [26] и определения коэффициентов концентрации давлений предлагается определение наибольшего давления на рабочих поверхностях, знание которого важно для перехода к расчету по истинным критериям работоспособности.

Среднее давление на боковой поверхности наиболее нагруженного зуба $\sigma_1 = \sigma_{ср}\chi$. Концентрация давлений в зубчатом соединении вызывается неравномерным распределением нагрузок между зубьями в связи с погрешностями изготовления и неравномерным распределением давлений по длине и высоте рабочей поверхности.

Погрешность шага зубьев вала и ступицы приводит к неравномерному нагружению зубьев, к перераспределению нагрузки между ними. Распределение нагрузки между рабочими поверхностями зависит от величины погрешности шага и закона распределения погрешностей по окружности.

На графике рис. 34, *а* даны теоретические значения коэффициента ψ, полученного из рассмотрения контактных деформаций на боковых поверхностях, при погрешности шага Δt [27] (сплош-

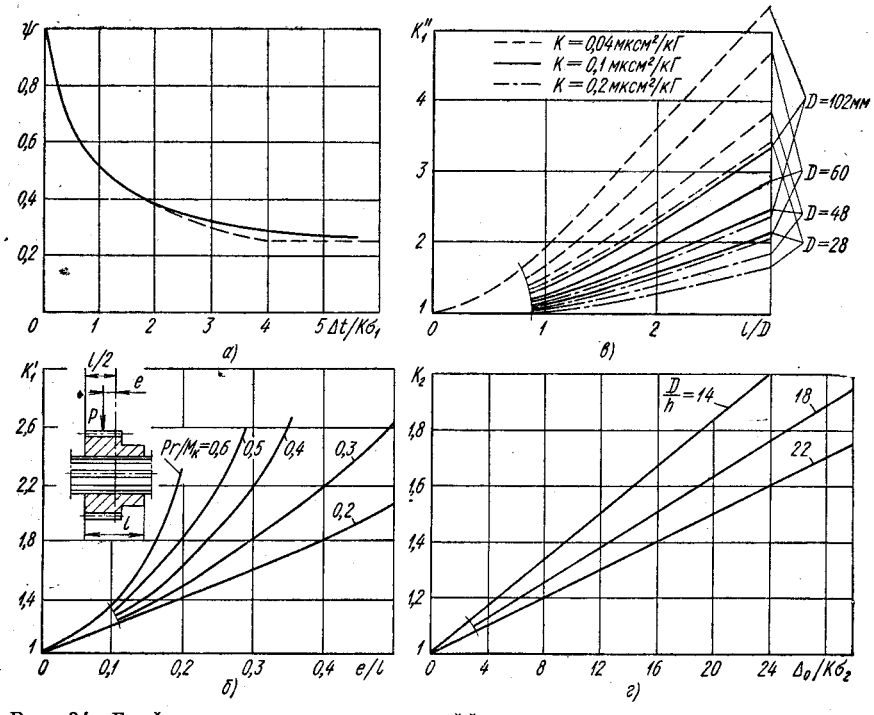


Рис. 34. Графики для определения коэффициентов концентрации нагрузки (D — наружный диаметр вала)

ная линия — для гармонической ошибки с периодом 2π, пунктирная — π). Для обоих случаев кривые отличаются только при малых ψ, что связано с конечностью числа зубьев. Из графиков видно, что коэффициент ψ при средних давлениях порядка 100—200 *кГ/см²* и погрешностях шага 0,01—0,03 *мм* составляет 0,5—0,8. С увеличением погрешностей шага концентрация нагрузки возрастает. При $\psi > 0{,}5$ в работе участвуют все зубья. При средних давлениях 100—200 *кГ/см²* это соответствует погрешности шага 0,01—0,02 *мм*. Приведенные выше значения ψ с некоторым приближением можно использовать для расчета и в тех случаях, когда распределение погрешности не является

гармоническим. Определенные по графику рис. 34, *а* значения ψ близки к полученным экспериментально [2], несмотря на то, что закон распределения погрешностей был не гармоническим.

Среднее давление на наиболее нагруженной боковой поверхности с учетом участия в работе неполного числа рабочих поверхностей из-за погрешности шага $\sigma'_{ср} = \frac{M_к \chi}{\psi r z l h}$.

Неравномерность распределения давлений по длине связана с несимметричным расположением нагрузки и закручиванием вала на длине соединения. Численные значения коэффициентов концентрации от первого фактора приведены на рис. 34, *б*, от второго — на рис. 34, *в*. Концентрация давлений по длине из-за несимметричного расположения нагрузки определена из рассмотрения контактных деформаций и наклона оси ступицы при предположении вала и ступицы жесткими. Концентрация давлений по длине, связанная с закручиванием вала, определена при рассмотрении вала на длине соединения как бруса на упругом основании, которым служат поверхностные слои зубьев [27].

Общий коэффициент концентрации K_1, учитывающий неравномерное распределение давлений по длине, может быть определен по формуле

$$K_1 = K'_1 \pm (K''_1 - 1).$$

Знак плюс предполагает, что концентрация нагрузки от перекоса шестерен и закручивания валов складывается. Этот случай имеет место, когда сила P смещена от середины ступицы в сторону закручиваемого участка вала (участка между ведомой и ведущей шестернями). В более благоприятном случае, когда деформации валов уменьшают концентрацию нагрузки от перекоса шестерни, ставится знак минус или учитывается только K'_1. Если нагрузка приложена посредине ступицы, то $K_1 = K''_1$.

Концентрация давлений по высоте зуба связана с наличием окружных зазоров. Из-за наличия окружных зазоров боковые поверхности зубьев вала и ступицы при контакте расположены не параллельно, вследствие чего давления распределяются по закону трапеции или треугольника. Наибольшие давления возникают у наружного диаметра соединения. При большом окружном зазоре и малых нагрузках возможно распределение нагрузки по части высоты зуба.

Значения коэффициента K_2 концентрации по высоте зуба приведены на рис. 34, *г*. Коэффициент K_2 при окружных зазорах порядка 50—150 *мк* составляет обычно 1,05—1,2.

Наибольшее давление приближенно может быть определено по формуле $\sigma_{max} = \sigma'_{ср} K_1 K_2$. После некоторого времени работы соединений в результате приработки концентрация давлений

снижается (за исключением концентрации от эксцентричности нагрузки) и коэффициенты $1/\psi$, K'_1, K_2 приближаются к единице. Таким образом, при расчете на износ они могут не учитываться или учитываться частично, при расчете же на смятие их следует принимать во внимание.

Пользуясь полученными значениями коэффициентов концентрации, можно определять наибольшее давление с учетом ряда конструктивных факторов: диаметра и длины шестерни, диаметра вала, расположения зубчатого венца по длине, величины зазоров, погрешностей изготовления. Полученное решение подготовляет переход от условного расчета по среднему давлению к расчету по фактическому наибольшему давлению. Наибольшее допускаемое давление при статических нагрузках не должно превышать 0,8 $\sigma_т$ при меняющихся знакопостоянных — на 30% меньше, знакопеременных на 50% меньше, $\sigma_т$ — предел текучести.

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Повышение долговечности зубчатых соединений может быть достигнуто: а) повышением твердости рабочих поверхностей зубьев (путем применения термической или химико-термической обработки); б) уменьшением зазоров по центрирующему диаметру — применением плотной и тугой посадок.

Стендовые испытания зубчатых соединений с разной термической обработкой зубьев в условиях абразивного изнашивания (с загрязнением масла мелкими металлическими частицами), показали (табл. 7), что применением закаленных зубьев вала можно повысить общую износостойкость соединения по сравнению с незакаленными примерно в 2 раза, а применением закаленных зубьев вала и ступицы в 3 раза. Улучшение зубьев (*HRC* 22—24) повысило износостойкость примерно на 30% по сравнению с зубьями, не подвергающимися термической обработке. При улучшении до более высокой твердости *HRC* 28—30 эффект больше.

Таблица 7

Влияние термообработки рабочих поверхностей на износостойкость

Сочетание	Материал и термическая обработка		Относительная износостойкость боковых поверхностей зубьев
	вала	ступицы	
I	Сталь 40Х, в состоянии поставки	Сталь 40Х, в состоянии поставки	1
II	Сталь 40Х, улучшение *HRC* 22—24	Сталь 40Х, улучшение *HRC* 22—24	1,3
III	Сталь 45, закалка нагревом т. в. ч. *HRC* 56	Сталь 40Х, в состоянии поставки	2
IV	Сталь 45, закалка нагревом т. в. ч. *HRC* 56	Сталь 20Х, цементация, закалка *HRC* 59	2,5—3

Обычно в эксплуатации эффект от применения закаленных трущихся поверхностей бывает больше, чем по результатам стендовых испытаний. Обследование долговечности зубчатых соединений станков в эксплуатации [25] показало, что темп износа соединений с незакаленными зубьями выше, чем с закаленными зубьями вала и ступицы в станках того же типа, в 5 раз и более. Длительные полевые испытания зубчатых соединений тракторов показали [48], что износ соединений с закаленными шлицами вала и ступицы меньше в 3,5—5,5 раза, чем износ соединений с незакаленными шлицами. Уменьшение зазора по центрирующему диаметру оказывается эффективным в основном в соединениях в зубчатых колесах малого диаметра, в паразитных шестернях и в шкивах ременных передач. Уменьшение износа валов, несущих неподвижные зубчатые колеса с короткими ступицами (рис. 35),

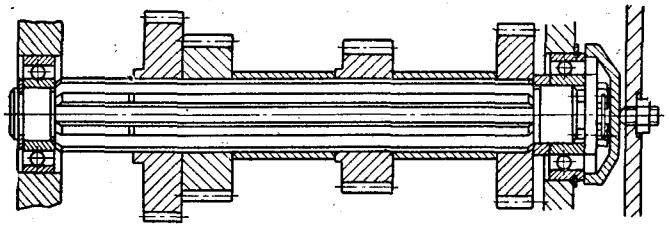


Рис. 35. Пример вала с шестернями, имеющими короткие ступицы

может быть достигнуто удлинением ступиц. Отношение длины ступицы к диаметру вала должно составлять не менее 1,5. На рис. 36 приведены значения наибольших давлений σ_{max} на рабочих поверхностях зубьев при нагружении соединения крутящим моментом $M_к$ в зависимости от отношения $\frac{l}{D}$, вычисленные по формулам, приведенным выше. Как видно из графика, оптимальными являются значения $\frac{l}{D}=1{,}5 \div 1{,}7$. Уменьшение $\frac{l}{D}$ по сравнению с этими значениями вызывает существенное возрастание давления, увеличение $\frac{l}{D}$ с точки зрения давлений на зубьях бесполезно.

В применении к зубчатым соединениям отдельных узлов станков можно дать следующие дополнительные рекомендации по повышению долговечности:

1. Зубчатые соединения шкивов с приводными валами коробок скоростей необходимо заменять коническими соединениями со шпонками или соединениями с коническими пружинными кольцами.

Закалкой зубьев можно повысить их долговечность примерно в 2 раза и более, однако это недостаточно. Применением посадки с натягом по центрирующему диаметру можно существенно повысить долговечность соединения, однако это создает большие неудобства при разборке станка. Долговечность соединения может быть существенно повышена применением конического зубчатого (шлицевого) соединения (по центрирующему диаметру), как это делается в ряде других областей машиностроения.

2. Зубья валов, несущих диски фрикционных муфт, необходимо подвергать закалке до твердости HRC 52—55.

3. Термическая обработка валов коробок скоростей, несущих зубчатые колеса, должна выбираться из условия работы вала без замены в течение полного срока службы станка. Закалке должны подвергаться высоконагруженные валы (по условиям прочности) и валы, срок службы которых по износу недостаточен (по опыту

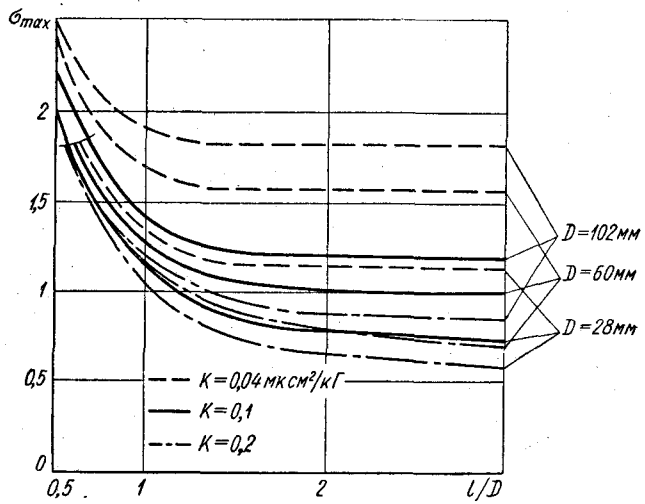


Рис. 36. Влияние длины l ступицы на величину наибольшего давления σ_{max} (в условных единицах) с учетом концентрации в результате закручивания вала (D — наружный диаметр вала)

эксплуатации), и, в частности, валы с постоянно работающими зубчатыми колесами и валы с высоконагруженными неподвижными колесами.

4. Поскольку долговечность зубчатых колес определяется прочностью зубьев зубчатого зацепления, а износ отверстий в настоящее время не лимитирует долговечности зубчатых колес, материал колеса и термическая обработка венца должны выбираться из условия прочности зубьев, а метод упрочнения отверстия должен подбираться применительно к материалу и термической обработке венца.

Закалку или азотирование отверстий шестерен целесообразно производить: а) в быстроходных зубчатых колесах при высоких средних давлениях (более 150—200 $кГ/см^2$ при расчете по наиболь-

шему моменту); б) в непередвижных колесах малого диаметра или с короткими ступицами; в) в постоянно работающих быстроходных зубчатых колесах (при числах оборотов более 1000—1200 в минуту). Отверстия остальных зубчатых колес могут быть улучшены до твердости *HRC* 23—28. В частности, для колес, зубья которых подвергаются закалке с нагревом т. в. ч., необходимо проводить улучшение перед окончательной обработкой отверстия и закалкой зубьев.

После освоения станкостроительными заводами экономичной технологии получения закаленных зубчатых отверстий высокой точности области применения шестерен с закаленными отверстиями должны быть расширены. В частности, в высоконагруженных зубчатых колесах с цементованными зубьями целесообразно производить также цементацию и закалку отверстия.

5. В неперемещаемых шестернях малого диаметра при высоких средних давлениях на рабочих поверхностях зубчатого соединения (более 80—100 *кГ/см*^{2}) следует применять посадку П по центрирующему диаметру (величина зазора не должна превышать 0,02 *мм*), в остальных неперемещаемых шестернях — посадку С. В подвижных шестернях при высоких средних давлениях на рабочих поверхностях желательно применять посадку С, в остальных подвижных — посадку Д.

Глава III. ПОВЫШЕНИЕ БЫСТРОХОДНОСТИ, НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НОВЫХ ВИДАХ РЕМНЕЙ

Основное применение в станках (токарных, фрезерных, шлифовальных и др.) ременные передачи получили в приводах главного движения для передачи движения как к коробкам скоростей, так и на шпиндели (в станках с разделенным приводом); применение их для передачи движения на шпиндель перспективно в связи с высокой плавностью движения. В большинстве станков мощность, передаваемая ременными передачами, не превышает 10—15 *квт*, необходимая скорость достигает 40—45 *м/сек*. В приводах шпинделей внутришлифовальных станков потребная мощность обычно не превышает 2 *квт*, а необходимая скорость достигает 75—80 *м/сек*.

В последние годы в промышленности появилось значительное количество ремней новых типов, применение которых позволило резко повысить нагрузочную способность, долговечность и быстроходность передач. Наряду с используемыми ранее видами ремней (клиновыми и плоскими прорезиненными, хлопчатобумажными

и шелковыми) получают применение ремни плоские бесконечные на синтетической основе, плоские на синтетической основе, армированные металлотросом, клиновые с синтетическим кордом или армированные металлотросом, многоклиновые, зубчатые, работающие с зубчатымм шкивами. Последние находят применение в приводе шпинделей токарно-винторезных, горизонтально-расточных, вертикально-фрезерных станков, одношпиндельных прутковых автоматов, в приводе вращения бабки изделия круглошлифовальных станков, в приводе вращения шлифовального круга.

Плоские бесконечные ремни на синтетической основе изготовляют тканными из синтетических волокон и комбинированными из синтетических и натуральных волокон. Эти ремни обладают высокой прочностью и гибкостью, имеют малую толщину и могут применяться на шкивах малых диаметров и при малых межцентровых расстояниях. Они хорошо работают при переменных (ударных) нагрузках, амортизируя колебания. Обычно в комбинированных ремнях основу делают из синтетических волокон, уток — из натуральных. Плоские полиамидные ремни применяют без обкладок и с обкладками из хромовой кожи или синтетической резины. Последние сочетают в себе высокую прочность и упругость полимеров с высоким коэффициентом трения, присущим коже. Применяют так же многослойные плоские ремни, имеющие несущий полиамидный слой, слой трения из кожи и верхний защитный слой. Полиамидные ремни, армированные металлотросом, практически не имеют вытяжки. Для быстроходных передач малой мощности применяют тонкие ремни на основе капроновой просвечивающей (сетчатой) ткани, имеющие минимальный вес. Плоские синтетические быстроходные ремни для малых мощностей имеют толщину 0,2—0,6 *мм*, для больших мощностей — до 3 *мм*. Ремни с обкладками имеют толщину 3—12 *мм*.

ЭНИМСом совместно с ВНИИПХВ и ВНИИ пленочных материалов и искусственной кожи разработаны две конструкции плоских бесконечных ремней на синтетической основе с использованием мешковых тканей полотняного и просвечивающего переплетений [12]. Эти ремни выпускаются комбинатом «Искож» (г. Калинин). Толщина этих ремней менее 1 *мм* (обычно 0,5—0,7 *мм*), наименьший диаметр шкива 40—50 *мм*. Ширина ремней 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60 *мм*. Ремни из ткани полотняного переплетения рекомендуются для скорости меньше 50 *м/сек*, а ремни просвечивающего переплетения — для скорости более 50 *м/сек*.

Клиновые ремни на синтетической основе имеют повышенную прочность и долговечность.

В нашей стране на клиновые приводные ремни разработан ГОСТ 1284—68 (взамен ГОСТа 1284—57). Несущий слой этих ремней выполнен на основе материалов из химических волокон (кордовый шнур или кордткань). Размеры ремней остались те же.

Таблица 8

Основные размеры узких клиновых ремней по D 1N7753 и некоторых обычных ремней

Параметры	Размеры ремней в *мм*					
	узких			нормальных		
	9,5	12,5	19	А	Б	В
Ширина ремня	9,7	12,7	19	13	17	22
Высота ремня	8,2	10,6	15,8	8	10,5	13,5
Минимальный диаметр шкива	71	90	160	90	125	180

Некоторые зарубежные фирмы выполняют клиновые ремни на синтетической основе более узкими при той же высоте, что и обыч-

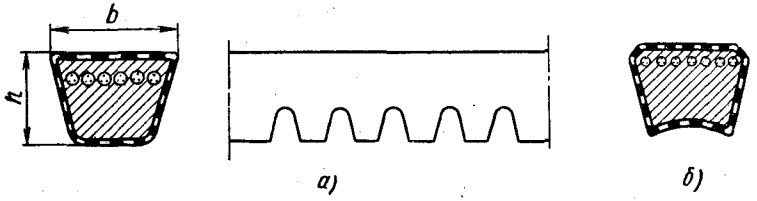


Рис. 37. Клиновые ремни:

а — с впадинами на внутренней поверхности; *б* — с вогнутым профилем

ные $\frac{b}{h}=1{,}13 \div 1{,}30$ против 1,6—1,8 для обычных ремней, где b — наибольшая ширина, h — высота ремня (табл. 8). Эти ремни могут работать со шкивами меньших диаметров (при той же высоте сечения ремня).

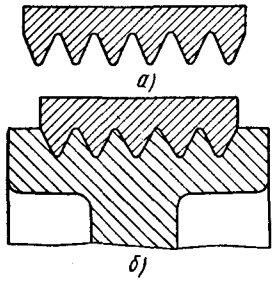


Рис. 38. Многоклиновой ремень (*а*) и положение его на шкиве (*б*)

Клиновые ремни на основе терилена или высокопрочной вискозы имеют минимальное проскальзывание и могут работать при малых диаметрах шкивов. Ремни с металлотросом передают повышенную мощность, имеют ничтожную вытяжку, передачи с ними имеют более высокий к. п. д., чем с обычными, однако эти ремни требуют точного соблюдения геометрии привода и тщательного подбора ремней по длине, так как они плохо выравнивают нагрузку. При вибрациях и биениях срок их службы резко сокращается. Для повышения гибкости клиновые ремни выполняют с впадинами (рис. 37, *а*) на внутренней поверхности или с вогнутым профилем (рис. 37, *б*). Наличие вогнутости увеличивает продольную гибкость ремня и уменьшает искажение угла клина ремня при изгибе. Фирма Феннер (Англия)

Таблица 9

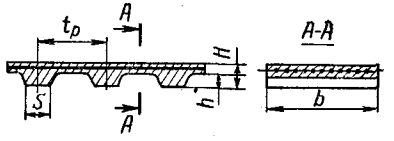
Основные размеры (в *мм*) зубчатых ремней

Модуль m	$t_p=\pi m$	h	s	H (не менее)	b	D_0
2	6,28	1,2	2	3	8; 10; 12,5; 16	32
3	9,42	1,8	3	4	12,5; 16; 20; 25	48
4	12,56	2,4	4	5	20; 25; 32; 40	64
5	15,70	3,0	5	6	25; 32; 40; 50	90
7	21,98	4,2	7	8	50; 63; 80;	126
(10)	(31,40)	(6,0)	(10)	(11)	50; 63; 80;	

Примечание. В скобках указаны размеры, не рекомендуемые к применению.

выпускает клиновые ремни со скосами у верхнего основания для уменьшения износа боковых граней [50] (рис. 37, *б*).

Многоклиновые ремни (рис. 38, *а*) имеют несколько клиновых выступов, создающих трение со шкивом. В отличие от клиновых ремней выступы заполняют канавки полностью по всему контуру (рис. 38, *б*). В этих передачах нагрузка распределяется равномерней по ширине шкива, обеспечивается более плавная работа. Ширина шкивов при передаче той же нагрузки уменьшается на 40—50% [57]. Эти ремни имеют бо́льшую гибкость, чем обычные, могут работать при меньших диаметрах шкивов и расстояниях между шкивами.



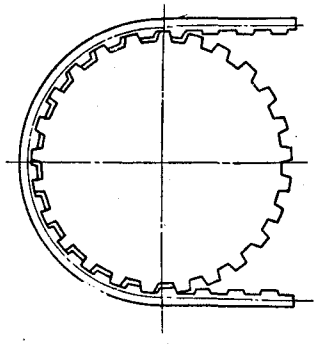


Рис. 39. Зубчатый ремень и шкив к нему

Зубчатые ремни не имеют проскальзывания, не вытягиваются и имеют высокую прочность. Несущим элементом этих ремней является металлический трос или трос из высокопрочного синтетического материала. Трос сохраняет постоянным шаг зубьев и позволяет ремню работать практически с постоянным расстоянием между центрами валов. Эластичным связующим материалом служит резина или пластмасса. Давление, оказываемое зубчатыми ремнями на валы, значительно меньше, чем в других передачах; они могут применяться при малых межцентровых расстояниях и больших передаточных числах (5—8, а в некоторых случаях до 30). Предельные скорости зубчатых ремней выше, чем клиновых

и плоских прорезиненных. Размеры зубчатых ремней и наименьшего диаметра шкива D_0 по отраслевой нормали ОН—6—07—5—63 приведены в табл. 9 (рис. 39).

Кроме этих основных видов ремней, применяют также и многие другие, например клиновые двойные, многорядные клиновые, соединенные сверху слоем ткани, и т. д. В прецизионных станках находят применение ремни круглого сечения, обеспечивающие высокую плавность движения в связи с большим постоянством поперечного сечения по сравнению с клиновыми ремнями.

ПОВЫШЕНИЕ БЫСТРОХОДНОСТИ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Наибольшая допускаемая скорость ранее применявшихся видов ремней большой толщины (многослойных прорезиненных, клиновых) составляла 25—30 *м/сек*, тонких бесконечных (хлопчатобумажных, шелковых, шерстяных) 40—50 *м/сек*. Использование ремней из синтетических волокон позволило существенно повысить наибольшую скорость, что связано с повышением прочности ремня и уменьшением веса. Если вес 1 *м* ремня сечением 1 *см*^{2} для клинового и прорезиненного многослойного ремня составляет 0,12 *кГ*, то для пластмассового однослойного ремня 0,09 *кГ*, а для сетчатого — 0,07 *кГ*.

Таблица 10

Наибольшие допускаемые скорости ремней из разных материалов

Тип ремня	Вид ремня	Допускаемая наибольшая скорость v в *м/сек*
Плоские	Кожаный	30
	Кожаный хромовый из кожи повышенной гибкости	50
	Хлопчатобумажный плоский	40
	Прорезиненный плоский	25—30
	Шелковый, шерстяной	50
	Пластмассовый со стальным тросом	50
	Нейлоновый или перлоновый однослойный	65
	Многослойный с несущим слоем из пластмассы	50
	Синтетический сетчатый	75
Клиновые	Обычной ширины с хлопчатобумажным кордом или тканью	30
	Обычной ширины с металлотросом	40
	Узкий с металлотросом	50—60
	Многоручьевой	50
Зубчатый		80*

* Указано предельное значение; по нормали ОН-6-07-5-63 рекомендуется применять зубчатый ремень при скоростях не более 40 *м/сек*.

Повышение скорости пластмассовых ремней связано также с повышением начального натяжения. Если в плоских прорезиненных ремнях оптимальное начальное натяжение составляет 18 *кГ/см*^{2}, а в клиновых 12—15 *кГ/см*^{2}, то в плоских пластмассовых ремнях 75—100 *кГ/см*^{2}. В настоящее время ременные передачи с пластмассовыми ремнями работают при скоростях до 75—80 *м/сек*, известны случаи работы передач со скоростью 125 *м/сек*. Допускаемое число пробегов таких ремней 50—60 в секунду. Данные по допускаемым скоростям основных видов ремней приведены в табл. 10 [61, 62].

ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Ниже приводится сравнение тяговой способности новых видов ремней на синтетической основе или с металлическим тросом и ремней с основой из натуральных волокон, а также некоторые данные по долговечности новых видов ремней. Долговечность этих ремней, как и ремней других видов, определяется усталостной прочностью.

Клиновые ремни на основе материалов из химических волокон (по ГОСТу 1284—68) имеют в 1,5—2 раза бóльшую долговечность, чем ремни с несущим слоем из хлопка при тех же размерах поперечного сечения. Допускаемые нагрузки по ГОСТу для применяемых в станках ремней сечения 0, А, Б, В повышаются в среднем на 10—25%.

Узкие клиновые ремни на синтетической основе передают мощность в 1,5—2,5 раза бóльшую, чем обычные на хлопчатобумажном корде. На рис. 40 приведены значения мощности, передаваемой узкими клиновыми ремнями по DIN 7753 [63] и старыми ремнями на хлопчатобумажной основе (при минимальных диаметрах шкивов для каждого профиля). Как видно по графику, передаваемая мощность при равной скорости для новых ремней выше в 1,7—2,1 раза, а при равном числе оборотов в 1,4—1,8 раза по сравнению со старыми ремнями той же высоты. Кроме того, при применении новых ремней уменьшаются габариты передачи вследствие возможности использования шкивов меньших диаметров (в среднем на 30—40%) и меньшей ширины (в среднем на 30%). Узкий клиновой ремень, имеющий значительно меньшую массу, хорошо работает при скорости 40—45 *м/сек*, а в некоторых случаях и выше, в то время как клиновые ремни нормального профиля при скорости выше 30 *м/сек* практически не могут передавать полезной мощности в связи с большими центробежными нагрузками.

Узкие клиновые ремни на синтетической основе имеют значительно бóльшую долговечность, чем старые ремни. В частности, в одной установке, где обычные ремни служили не более 3—4 месяцев, териленовые ремни работали 14 месяцев, т. е. в 3—4 раза дольше.

Плоские быстроходные ремни, применявшиеся ранее (хлопчатобумажные цельнотканые и шелковые), имели очень низкую долговечность. В отдельных случаях на внутришлифовальных шпинделях долговечность таких ремней не превышала нескольких десятков часов. Плоские быстроходные ремни на синтетической ос-

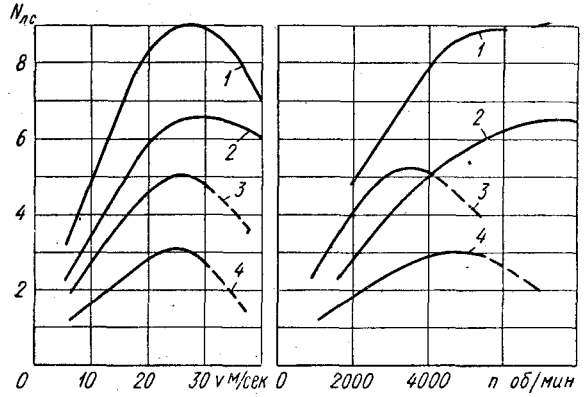


Рис. 40. Мощность, передаваемая клиновыми ремнями:

1 — узкий ремень, профиль 12,5 (h = 10,6 *мм*); *2* — то же, профиль 9,5 (h = 8,2 *мм*); *3* — стандартный ремень профиля Б (h = 10,5 *мм*); *4* — то же, профиля А (h = 8 *мм*)

нове имеют значительно более высокую тяговую способность и многократно большую долговечность. Вследствие высокой прочности эти ремни могут работать при высоком начальном натяжении, чем и определяется их повышенная нагрузочная способность. В табл. 11 приведено сравнение нагрузочной способности быстроходных хлопчатобумажных или шелковых ремней и ремней на синтетической основе [12] при диаметре меньшего шкива 40—50 *мм*.

Таблица 11

Окружное усилие (в *кГ*), передаваемое 1 *см* ширины ремня при угле обхвата 180° и спокойной односменной работе [11,52]

Вид ремня	Толщина ремня в *мм*	Скорость ремня v в *м/сек*				
		30	40	50	60	75
Хлопчатобумажный или шелковый [1]	1,5 2	2,1 2,5	1,75 2,1	1,3 1,6	— —	— —
На синтетической основе [2] завода «Искож»	0,5—0,7	5	3,4	2,8	1,7	0,8

[1] При диаметре меньшего шкива 50 *мм*.
[2] При напряжении начального натяжения 100 *кГ/см²* и диаметре меньшего шкива 40 *мм*.

В. Н. Беляевым [5] для ремня из ткани энант с полиамидной пропиткой получена следующая зависимость для нагрузки, передаваемой 1 *см²* площади сечения ремня: $k_0 = 1{,}4\sigma_0 - a\sigma_0^2 \frac{\delta}{D}$ *кГ/см²*, где σ_0 — напряжение начального натяжения в *кГ/см²*; δ/D — отношение толщины ремня к диаметру шкива; a — коэффициент

δ *мм*	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5
a	1,56	1,12	0,87	0,71	0,60	0,52

Для этих ремней каждому диаметру шкива соответствует оптимальное значение k_0 и σ_0 (табл. 12).

Таблица 12

Значения k_0 и σ_0 для ремней из ткани энант с полимерной пропиткой

D в *мм*	28	40	63	80	100	125
σ_0 в *кГ/см²*	25	35	56	71	89	111
k_0 в *кГ/см²*	17,5	25	39	50	62	78

Опыт эксплуатации показывает, что долговечность ремней на синтетической основе многократно выше, чем хлопчатобумажных и шелковых. Синтетические ремни, как и ремни из других материалов, выходят из строя из-за усталостных разрушений. Усталостные разрушения их характеризуются разлохмачиванием боковых граней, износом пленки и высыханием ткани. Долговечность ремней в очень большой мере зависит от технологических факторов. Долговечность капроновых ремней, испытанных на внутришлифовальных станках при мощности 1,8 *квт*, скорости 65 *м/сек* и диаметрах шкивов 41 и 217 *мм* составляла 400—600 *ч*. При этих же режимах долговечность обычных хлопчатобумажных пропитанных ремней не превышала 25—50 *ч* [12]. Долговечность лучших ремней, испытанных в эксплуатационных условиях, достигала 1500—1800 *ч*.

По результатам стендовых испытаний при скорости 50 *м/сек* и несколько форсированных режимах работы (напряжении начального натяжения 150 *кГ/см²* и диаметре меньшего шкива 30 *мм*) долговечность синтетических ремней составляла 300—500 *ч* [12].

Зубчатые ремни передают бо́льшие крутящие моменты по сравнению с клиновыми и плоскими ремнями.

Окружное усилие, передаваемое ремнем, определяется по формуле [52]

$$P = p_0 bhz_0 C_p C_0 C_i,$$

где p_0 — допускаемое давление в $кГ/см^2$; $z_0 = z_1 \frac{\alpha^\circ}{360^\circ}$ — число зубьев в зацеплении; h и b — высота зуба и ширина ремня (см. табл. 9) в *см*; z_1 и α° — число зубьев и угол обхвата на малом шкиве; C_p, C_0, C_i — коэффициенты, зависящие от условий работы; при спокойной работе $C_p = 1$, при колебаниях нагрузки до 200% $C_p = 0{,}8$, при отсутствии натяжного ролика $C_0 = 1$, при одном ролике $C_0 = 0{,}9$, при двух роликах $C_0 = 0{,}8$; при передаточном числе $i = 1$ $C_i = 1$, при $i = 1{,}75 \div 2{,}5$ $C_i = 0{,}9$, при $i = 2{,}5 \div 3{,}5$ $C_i = 0{,}85$, при $i > 3{,}5$ $C_i = 0{,}8$.

Таблица 13

Сравнительные данные по тяговой способности зубчатых ремней, клиновых и прорезиненных плоских

Диаметр меньшего шкива D в *мм*	Ширина шкива в *мм*	Вид и основные размеры ремня	Полная толщина ремня H в *мм*	Толщина несущей (плоской) части δ в *мм*	Тяговое усилие в *кГ* при скорости в *м/сек*	
					10	20
90	50—52	Зубчатый $m=5$ *мм*, $b=50$ *мм*	6	2,6—3	170	150
		Плоский прорезиненный 2,5× ×50 $мм^2$	—	2,5	27	24
		Клиновой, профиль 0, три ремня	6	—	23	19
		Клиновой, профиль А, два ремня	8	—	22	18,5
125	63—68	Зубчатый $m=7$ *мм*, $b=63$ *мм*	8	Не более 3,8	360	290
		Плоский прорезиненный 3,75× ×60 $мм^2$	—	3,75	50	44
		Клиновой, профиль А, три ремня	8	—	41	35
		Клиновой, профиль Б, два ремня	10,5	—	37	32
125	80—85	Зубчатый $m=7$ *мм*, $b=80$ *мм*	8	Не более 3,8	450	370
		Плоский прорезиненный 3,75× ×80 $мм^2$	—	3,75	66	58
		Клиновой, профиль А, четыре ремня	8	—	55	46
		Клиновой, профиль Б, три ремня	10,5	—	56	47

Давление p_0 выбирают в зависимости от числа оборотов n меньшего шкива:

n в *об/мин*	20	50	100	200	500	1000	5000	10 000
p_0 в $кГ/см^2$	40	34	30	26	20	17	10	8

Допускаемые нагрузки по нормали ОН-6-07-5—63 соответствуют нагрузкам по данным [52] для среднего диапазона $n = 1000 \div 3000$ *об/мин*. В табл. 13 приведены сравнительные данные по допускаемым нагрузкам для передач одинаковых габаритных размеров с ремнями одинаковой или близкой толщины — зубчатыми, плоскими прорезиненными и клиновыми (при спокойной работе и передаточном числе $i = 1$). При этом для сравнения с зубчатым ремнем подобраны клиновые ремни равной или близкой толщины, число ручьев подобрано из условия получения одинаковой ширины шкива. Плоские ремни подобраны равными по ширине с зубчатым и толщиной, близкой толщине плоской части зубчатого ремня. Как видно из табл. 13, зубчатые ремни при равных габаритах передачи могут передавать многократно бóльшие (в 5—8 раз) нагрузки, чем плоские прорезиненные или клиновые.

Зубчатые ремни выходят из строя из-за усталостного разрушения металлотроса. Долговечность их очень высока. Наблюдения за работой ремней в опытной эксплуатации показали, что ремни с модулем 6—7 *мм* работали при передаче большой мощности (7—10,5 *квт*) 2000—5000 *ч* без каких-либо признаков разрушения [11]. Долговечность клиновых ремней, работающих в таких же условиях, в среднем составляет 2000—3000 *ч*. Испытания зубчатых ремней [11] показали, что ремень с $m = 6$ *мм* и $b = 35$ *мм* при реверсивном движении с циклом 12 *сек* проработал 600 000 циклов и не был выведен из строя, а ремень шириной 45 *мм* проработал 250 000 циклов до разрыва.

Глава IV. ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПЕРЕДАЧ ХОДОВОЙ ВИНТ — ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Передача ходовой винт — гайка вследствие возможности большого передаточного отношения, высокой точности и равномерности перемещений, а также самоторможения широко применяется в приводе прямолинейного движения в станках различных типов, главным образом в механизмах подачи и установочных перемещений. Основной причиной выхода из строя этих передач является износ. Методы повышения долговечности ходовых винтов и гаек рассматриваются в основном на примере токарно-винторезных станков как наиболее распространенных, в которых износ ходовых винтов имеет большое значение. Рекомендации могут быть использованы и для станков других типов.

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПЕРЕДАЧ ХОДОВОЙ ВИНТ — ГАЙКА В ЭКСПЛУАТАЦИИ (ТОКАРНО-ВИНТОРЕЗНЫЕ И ЗАТЫЛОВОЧНЫЕ СТАНКИ)

Передача ходовой винт — гайка в токарно-винторезных, затыловочных и других станках подвержена значительному износу вследствие: невозможности совершенной изоляции от загрязнения отходами обработки (металлической стружкой, абразивом и

т. д.); возникновения местных давлений (из-за деформации винта, износа направляющих станины и салазок и связанного с этим нарушения точности контакта резьбы винта и гайки и т. д.); несовершенной смазки.

Передача ходовой винт — гайка токарных станков выходит из строя главным образом вследствие неравномерного по длине износа резьбы ходового винта и соответственно снижения точности нарезаемой на станке резьбы. Скорость изнашивания, определяемая по изменению среднего диаметра резьбы на участке наибольшего износа ходовых винтов токарных станков (максимальные диаметр обработки 400 *мм* и расстояние между центрами 1000 *мм*,

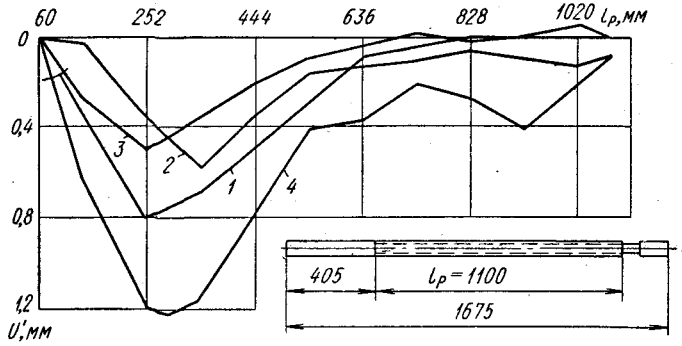


Рис. 41. Распределение износа, измеренного по среднему диаметру резьбы (U'), по длине ходовых винтов токарных станков мод. 1А62, 1Д62М и А5 (максимальное расстояние между центрами 1000 *мм*).

Внизу справа размеры ходового винта станков мод. 1А62 и 1Д62М. *Износ по среднему диаметру резьбы за условный год службы на* резьбовых работах i_U в *мм/год*: *1* — 1,73; *2* — 1,2; *3* — 1,52; *4* — 2,08

винты из незакаленной среднеуглеродистой стали, гайки из бронзы или чугуна), работающих в условиях индивидуального и мелкосерийного производства, при нарезании резьб быстрорежущим инструментом, если условно принять, что станки использовались бы только на нарезании резьб, составляет в среднем i'_U = 1,5 *мм* за условный год двухсменной службы [23]. Фактически резьбовые работы часто занимают 10—30% времени работы станка; соответственно скорость изнашивания ходовых винтов при тех же условиях составляет 0,15—0,45 *мм* за календарный год при двухсменной работе.

Увеличение ошибки шага винта вследствие износа резьбы составляет в среднем примерно 0,2 *мм* за условный год двухсменной службы на резьбовых работах. Наиболее изношенный участок резьбы указанных винтов имеет длину в среднем около 500 *мм* (рис. 41). Скорость изнашивания маточных гаек выше, чем ходовых винтов (в месте наибольшего износа), в среднем в 4,5—5 раз,

Интенсивность загрязнения открытых ходовых винтов отходами обработки является одним из основных факторов, определяющих величину износа, особенно в станках, где винт не укрыт находящейся над ним направляющей станины.

Биение резьбы ходовых винтов, доходящее в отдельных случаях до 1 *мм* и более, значительно увеличивает износ винтов, приводит к овальности резьбы по среднему диаметру и снижает точность нарезаемой на станке резьбы. Одной из причин деформации винтов является увеличивающаяся в процессе эксплуатации несоосность винта и гайки вследствие износа направляющих станины и салазок.

При нарезании резьб твердосплавным инструментом, при высоких режимах резания, в соответствии со значительным ростом производительности скорость изнашивания передачи винт — гайка увеличилась в 2—4 раза в сравнении со станками, на которых резьбы нарезаются быстрорежущим инструментом. Таким образом, передача ходовой винт — гайка, которая ранее обычно не требовала ремонта в течение длительного времени, стала одним из наиболее изнашиваемых узлов токарного станка.

Величина износа ходовых винтов затыловочных станков (максимальные диаметр обработки 240 *мм* и расстояние между центрами 710 *мм*, винты незакаленные, из среднеуглеродистой стали, гайки — из бронзы), измеренная по толщине витка на участке наибольшего износа (резьба прямоугольная), за условный год двухсменной службы только на работах, выполняемых при работающем ходовом винте [1], составляет в среднем 1 *мм;* максимальная накопленная ошибка шага на длине 200 *мм* — соответственно около 0,6 *мм;* изнашиваемый участок резьбы имеет длину в среднем около 450 *мм*.

Особенность использования затыловочных станков — значительный процент шлифования и прерывистое резание; это обусловливает высокие значения износа винтов — бо́льшие, чем в токарных станках.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ УПРОЧНЕНИЯ ХОДОВЫХ ВИНТОВ И ГАЕК

К сталям для ходовых винтов предъявляются требования высокой износостойкости, минимальных деформаций в процессе механической обработки и эксплуатации и хорошей обрабатываемости. Высокая износостойкость винтов обеспечивается термической обработкой с получением высокой твердости. При работе в паре с закаленными винтами износ гаек также существенно снижается, что уменьшает зазор в резьбе вследствие износа.

[1] Фактически при работающем винте часто выполняется 50—80% операций.

Для изготовления упрочняемых ходовых винтов в качестве оптимального метода упрочнения рекомендуется азотирование с использованием сталей типа 40ХФА, 18ХГТ, 30Х3ВА и др. (табл. 14), что обеспечивает (при весьма незначительной деформации) высокую износостойкость и стабильность размеров ходовых винтов в эксплуатации [18], [41]. Глубина азотирования сталей 40ХФА и 30Х3ВА соответственно 0,50—0,60 *мм* и 0,40—0,50 *мм*.

Азотированные винты обладают существенно более высокой износостойкостью, чем закаленные; в испытаниях при работе с загрязненной абразивом смазкой азотированные винты из указанных выше сталей изнашивались в 1,6—1,75 раза меньше, чем закаленные винты, изготовленные из стали ХВГ (*HRC* 54—58).

Объемная закалка рекомендуется главным образом для ходовых винтов пониженной жесткости, винтов с малым шагом резьбы и при необходимости упрочнения винта на части длины. Объемная закалка рекомендуется также при изготовлении винтов особо высокой точности.

Упрочненные ходовые винты необходимы для станков, в том числе специальных, предназначенных для нарезания резьб. Упрочненные ходовые винты (продольной подачи) следует устанавливать в универсальных токарных станках по специальному заказу. Более изнашиваемые винты поперечной подачи необходимо изготовлять упрочненными для всех токарных станков. Наряду с повышением долговечности это позволит увеличить производительность станка — сократить вспомогательное время на измерение деталей и уменьшить число пробных проточек при установке на размер.

Для изготовления неупрочняемых ходовых винтов рекомендуются два типа сталей: среднеуглеродистые марок А40Г, 35, 45 и сталь с высоким содержанием углерода марки У10А. Среднеуглеродистые стали рекомендуются для широкой номенклатуры ходовых винтов невысоких классов точности, а также для прецизионных винтов, не подвергающихся существенному износу.

Сталь У10А, обладающая несколько большей износостойкостью, чем указанные выше среднеуглеродистые стали, целесообразна для прецизионных ходовых винтов, подвергающихся повышенному износу, когда они не могут быть выполнены с высокой твердостью.

При электромеханическом методе упрочнения рабочих поверхностей резьбы винтов совмещается обкатка резьбы (наклеп) с термической обработкой тонких поверхностных слоев при нагреве электротоком. Электромеханическая обработка является окончательной операцией, обеспечивающей упрочнение стальных винтов на глубину 0,05—0,07 *мм* при микротвердости соответственно 800—500 *кГ/мм*^{2}, шероховатости поверхности $\nabla 8$ и повышении износостойкости винта в условиях абразивного изнашивания в 2—5 раз (в зависимости от материала винта). Обработка этим методом

Таблица 14

Рекомендации по выбору марок стали и методов упрочнения ходовых винтов скольжения

Группа ходовых винтов	Основные характеристики винтов					Материал и метод упрочнения			Технологические указания
	Наибольшая длина L в *мм*	Класс точности по ТУ Д22—2	Наружный диаметр в *мм*	$\frac{L}{d_1}$ (d_1 — внутренний диаметр резьбы)	Шаг резьбы в *мм*	Метод упрочнения	Марка стали*	Твердость поверхности *HRC***	Относительное удлинение винта	
Термически упрочняемые	До 2000—2200	1; 2; 3	Не ограничивается	До 30—35	Св. 6	Азотирование	40ХФА 30Х3ВА 18ХГТ	54—56 59—62 55—59	0,004—0,006	До азотирования резьба выполняется с коррекцией, учитывающей удлинение при азотировании. При $\frac{L}{d_1} \leqslant 20 \div 25$ резьба окончательно шлифуется до азотирования
		0; 1; 2; 3;	До 60—70		До 12	Закалка в масле или на воздухе	ХВГ	54—58	0,10—0,12	Упрочнение до нарезания резьбы. Резьба выполняется после закалки
		2; 3	До 100—120	До 35—40	Не ограничивается		7ХГ2ВМ***	54—58	0,03—0,06	Резьба выполняется предварительно до упрочнения
							Х6ВФ***	52—58	0,03—0,06	
Неупрочняемые	Не ограничивается	0; 1; 2; 3;	Не ограничивается	Свыше 35—40	То же	—	У10А	—	—	Винты подвергаются стабилизирующей обработке
		0; 1; 2;	Не ограничивается			—	А40Г	—	—	
		2; 3; 4;					35; 45	—	—	Винты подвергаются нормализации с высоким отпуском и стабилизирующей обработке

* Если указаны две или более марки стали, первая—основная, следующие—ее заменители.
** Для азотированных винтов обязателен контроль твердости по глубине слоя.
*** Винты диаметром до 60—70 *мм* рекомендуется изготовлять из стали 7ХГ2ВМ и Х6ВФ только в случае пониженной жесткости.

винтов до 2-го класса точности включительно не понижает класс точности винтов. Этот метод мог бы найти применение для винтов подачи, например, фрезерных станков.

Гайки ходовых винтов изготовляют чаще из оловянных бронз. Для гаек винтов 0,1 и 2-го классов рекомендуются бронзы Бр. ОФ10-0,5 и Бр. ОЦС5-5-5. Сохранение точности передач винт — гайка в бóльшей мере зависит от износостойкости резьбы винта (а не гайки); поэтому гайки, даже при винтах 3 и 4-го классов точности, износ которых оказывает существенное влияние на работоспособность станков, рекомендуется изготовлять из бронз или цинкового сплава ЦАМ 10-5, так как в сравнении с чугунными гайками они меньше изнашивают винт. При хорошей защите ходовых винтов от загрязнения отходами обработки целесообразно изготовление гаек из ЦАМ 10-5, имеющего при работе в паре со сталью весьма благоприятные характеристики трения. Гайки для винтов поперечной подачи токарных и других станков, используемых преимущественно для чистовых операций, могут изготовляться из текстолита марок ПТ или ПТК.

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПЕРЕДАЧ ХОДОВОЙ ВИНТ — ГАЙКА

Конструкции ходовых винтов отличаются простотой формы и отсутствием резких переходов, что позволяет снизить деформации при обработке. Особо точные винты с целью уменьшения прогиба от собственного веса изготовляют пустотелыми. Уменьшение прогибов длинных винтов достигается применением специальных поддержек между крайними опорами винта.

Упрочнение сравнительно длинных нежестких ходовых винтов с отношением длины винта к внутреннему диаметру резьбы $\frac{L}{d_1} > 40$ представляет значительные трудности (рекомендации в табл. 14 не охватывают этих винтов). В то же время такие винты весьма распространены, например, в токарных станках с максимальным диаметром обработки 400 *мм* и максимальным расстоянием между центрами (р.м.ц.) 1000 *мм* и более $\left(\text{обычно } \frac{L}{d_1} > 50\right)$.

Учитывая указанные выше размеры наиболее изнашиваемого участка резьбы ходового винта токарных станков с р.м.ц. 1000 *мм* (см. рис. 41), целесообразно винт выполнять составным, изготовляя наиболее изнашиваемую его часть, длиной около 500 *мм*, упрочненной — рис. 42, *а* (рекомендации по материалам и методам упрочнения см. табл. 14). Винты такой конструкции, обладающие повышенной долговечностью, целесообразно поставлять по особому заказу [1]. Для изготовления наиболее распространенных

[1] Различные конструкции соединений составных винтов см. в работе [32].

коротких резьб длиной, например, до 400 *мм* можно выполнять винт коротким, переставным по длине, упрочненным (длина винта ~ 500 *мм*); винт одевается на вал, передающий ему вращение; при необходимости винт можно передвигать по длине вала и закреплять в требуемом положении (рис. 42, *б*). Такая конструкция целесообразна для специализированных станков.

Учитывая размеры наиболее изнашиваемого участка винта, целесообразно винт выполнять симметричной формы с одинаковыми шейками (рис. 42, *в*), что позволяет двукратно использовать один винт (изношенный винт можно перевернуть); гайку желательно располагать по середине длины фартука.

Ходовые винты большинства винторезных станков имеют стандартную трапецеидальную резьбу с углом профиля $\alpha = 30°$

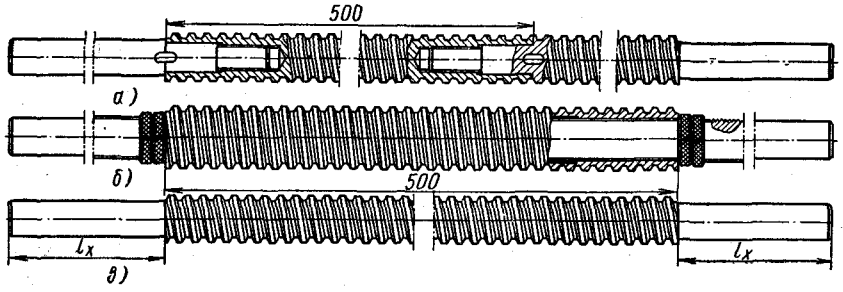


Рис. 42. Конструкция ходовых винтов:

а — составной винт с упрочненной (закаленной) вставкой; *б* — насадной упрочненный винт; *в* — оборотный (перевертываемый) винт

(ГОСТ 9484—60); по сравнению с прямоугольной резьбой, она проще в обработке, замыкание разъемной гайки с трапецеидальной резьбой осуществляется легче и т. д. В то же время прямоугольная резьба дает меньшую ошибку перемещения, вызываемую неизбежным радиальным биением винта, а также несколько меньшие потери на трение. Не уменьшая заметно преимуществ, связанных с применением трапецеидальной резьбы, можно, уменьшив угол α до 10—20°, значительно ослабить влияние радиального биения на точность шага нарезаемой резьбы, что используется в высокоточных станках.

Износ маточной гайки практически равномерен по ее длине и поэтому не оказывает значительного влияния на точность нарезания резьбы. Тем не менее износ гайки и связанное с ним увеличение зазора в резьбе передачи ходовой винт — гайка токарного станка нежелательны по следующим причинам.

1. При реверсировании вращения ходового винта на высоких числах оборотов (при нарезании резьбы твердосплавным инструментом) и наличии большого зазора в резьбе винта и гайки происходит удар, в результате чего изнашиваются подшипники винта,

резьба подвергается смятию и имеют место случаи обрыва гайки. Например, в эксплуатации часты поломки маточных гаек токарного станка мод. А5, особенно в момент реверсирования.

В данном случае это объясняется также недостаточной для одной полугайки толщиной тела (гайка станка А5 выполнена в виде одной полугайки — рис. 43), которая взята примерно такой же, как и у маточных гаек, состоящих из двух половин (рис. 44). Вследствие ударов при реверсировании на сопряжении наружного диаметра винта с боковой поверхностью профиля резьбы происходит наволакивание металла, особенно по концам наиболее из-

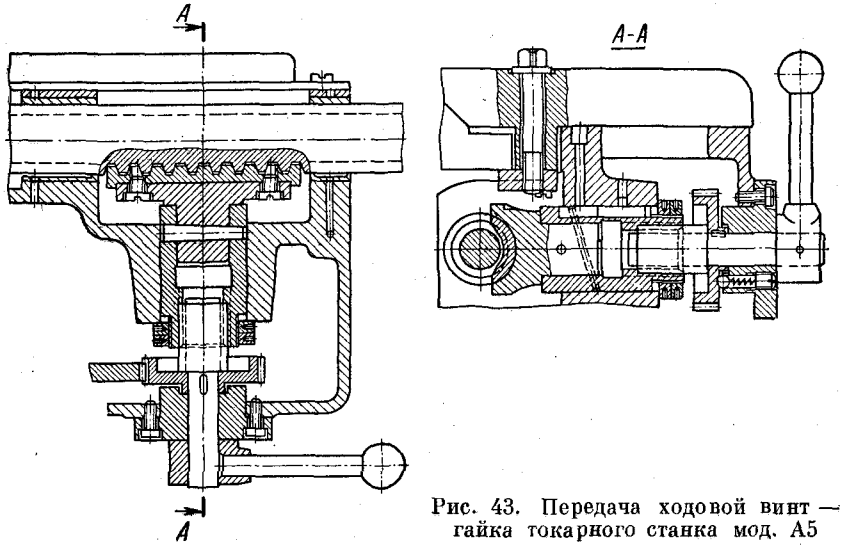


Рис. 43. Передача ходовой винт — гайка токарного станка мод. А5

нашиваемого участка резьбы винта, что значительно увеличивает износ поддерживающих втулок в конструкциях, выполненных в соответствии с рис. 43, снижая эффективность их действия, и приводит также к порче рабочей поверхности резьбы гайки. Для устранения этого необходимо у ходовых винтов, работающих в поддерживающих втулках, снимать на резьбе фаску бо́льшую, чем это предусмотрено нормалью ТУД22—2, не менее $1 \times 45°$.

2. При замыкании гайки в положении, когда резец находится около обрабатываемого витка резьбы, и наличии большого люфта зазор между маточной гайкой и ходовым винтом может быть не выбран, в результате чего резьба будет испорчена. У большинства токарных станков имеется возможность регулировать зазор в резьбе винта и гайки, однако при износе на боковых сторонах профиля резьбы винта и гайки образуется уступ, вследствие чего правильность контакта в резьбе после регулировки нарушается. Для устранения этого резьбу ходового винта и гайки целесообразно

выполнять с прямоугольной канавкой в соответствии с рис. 45, используемой также при нарезании резьбы винта для выхода инструмента.

Износ передачи ходовой винт — гайка существенно зависит от суммарного износа направляющих станины и салазок в про-

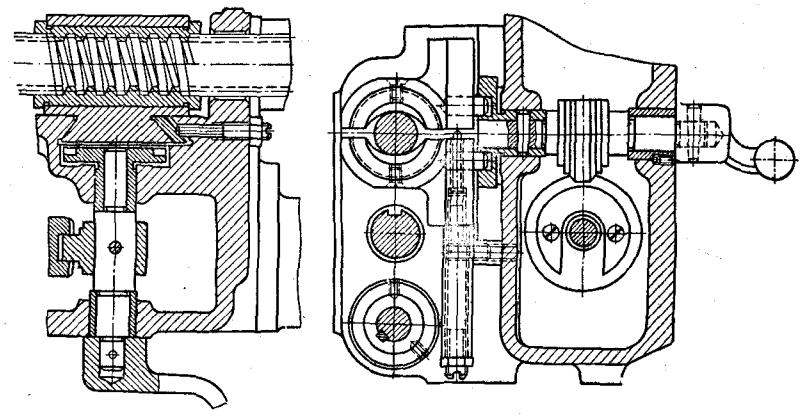


Рис. 44. Передача ходовой винт — гайка токарного станка мод. 1А62

цессе эксплуатации в связи с увеличением несоосности ходового винта и гайки. Указанная несоосность в токарном станке средних размеров с незакаленными чугунными направляющими увеличивается за год двухсменной работы в среднем примерно на 0,1 *мм*.

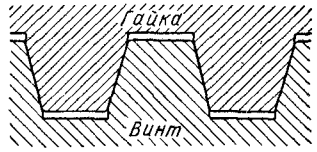


Рис. 45. Выполнение резьбы ходовых винтов с прямоугольной канавкой на внутреннем диаметре резьбы винта и наружном диаметре резьбы гайки

Влияние износа направляющих на долговечность передачи ходовой винт — гайка существенно зависит от конструкции этой передачи. В токарных станках средних размеров винт продольной подачи выполняют обычно двухопорным с жесткой радиальной и осевой фиксацией в одной (чаще левой) опоре; вторая опора — плавающая с повышенным радиальным зазором. При выключаемых закрытых гайках, состоящих из двух половин (см. рис. 44), вследствие постепенно увеличивающейся несоосности винта и гайки винт деформируется и дополнительная нагрузка воспринимается резьбой, что увеличивает ее износ. В случае открытой гайки (полугайки), по бокам которой в фартуке расположены поддерживающие втулки (см. рис. 43), указанная дополнительная нагрузка воспринимается наружным диаметром винта и резьба подвергается меньшему износу. При этом предпочтительнее располагать

ось, по которой перемещается полугайка (или две полугайки), в горизонтальной плоскости — рис. 43 (условия смазки при этом хуже). Однако при описанном креплении винта и эта конструкция не свободна от недостатка — винт деформируется при износе направляющих, увеличиваются трение и износ поддерживающих втулок, в результате возрастает несоосность между винтом и гайкой и износ резьбы винта и гайки.

Крепление ходового винта и гайки должно быть таким, чтобы износ направляющих не приводил к несоосности винта и гайки и не создавал дополнительную нагрузку в резьбе. Возможным решением для токарных станков является крепление винта в одной опоре при жесткой осевой фиксации, допускающее небольшое ка-

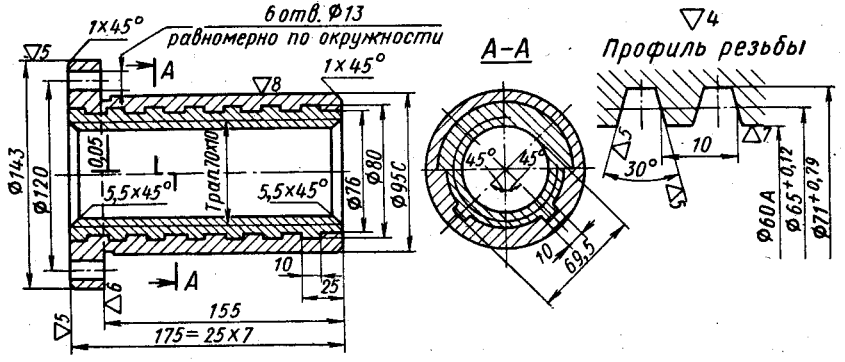


Рис. 46. Типовой чертеж биметаллической гайки

чание оси винта, и скользящие опоры винта в фартуке. Указанное крепление винта в одной опоре применяется в резьбошлифовальном станке фирмы Джонс—Ламсон [30]. Опора выполнена в виде сферического шарикоподшипника. В осевом направлении винт удерживается двумя упорными шарикоподшипниками, опертыми на сферические кольца. Таким образом, винт может несколько отклоняться в любом направлении вокруг центра на оси бурта.

Значительная часть тягового усилия, развиваемого ходовым винтом, затрачивается на преодоление трения в направляющих (в токарных станках в среднем порядка 70—80%). Уменьшение силы трения в направляющих скольжения применением совершенных систем смазки (гидростатической, с гидроразгрузкой) или механической разгрузки направляющих, либо введением направляющих качения способствует значительному снижению износа передачи винт — гайка.

Гайки больших диаметров для уменьшения расхода бронзы и для увеличения прочности (сплав ЦАМ 10-5) следует изготовлять биметаллическими — из стального корпуса с центробежной заливкой из цветного сплава (рис. 46). При больших усилиях для

лучшего сцепления залитого слоя втулка выполняется с кольцевыми и продольными канавками или с резьбой и кольцевой канавкой. Гайки с резьбой большого шага могут иметь наплавленный слой бронзы по профилю резьбы. Гайки из текстолита (заготовки — трубы), учитывая меньшую его прочность в сравнении с металлом, должны быть большего сечения либо врезаны в металлический корпус.

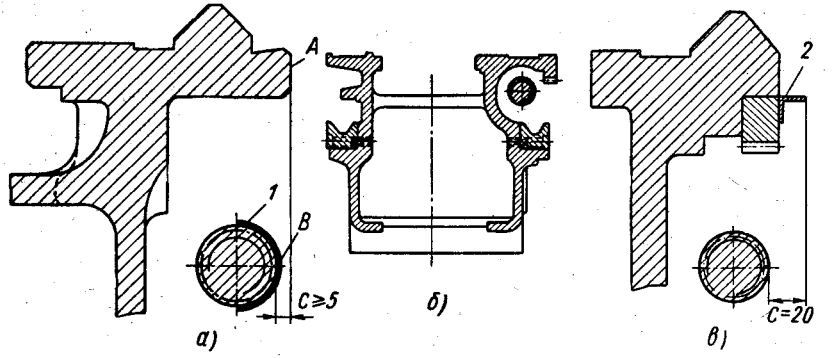


Рис. 47. Размещение ходового винта в станине токарного станка, обеспечивающее его защиту от загрязнения:

1 — неподвижный щиток; *2* — козырек

Защита ходовых винтов от загрязнения отходами обработки и охлаждающей жидкостью является одним из важнейших средств уменьшения износа винтов.

Расположение ходового винта в станине (рис. 47), при котором он полностью прикрыт сверху направляющими, является эффективным средством повышения его долговечности. В очень многих

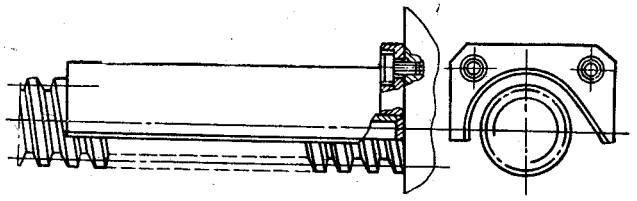


Рис. 48. Щиток для защиты ходового винта

токарных и затыловочных станках средних размеров $C < 0$ ($C < 0$ — образующая винта B выступает за переднюю стенку A; $C > 0$ соответствует показанному на рис. 47, *а*). В ряде случаев $C = -15$ *мм*; в токарных станках мод. 1Д62М и 1А62 $C = \pm 1$ *мм*. Образующая B винта (рис. 47, *а*) должна быть скрыта за передней стенкой A станины не менее чем на 5—8 *мм*.

Целесообразно дополнительно защищать ходовой винт с помощью неподвижного стального щитка *1* (рис. 47, *а*), прикрепляемого к коробке подач и заднему кронштейну. Щиток проходит через паз в поддерживающих втулках. В этом случае гайка — открытая (полугайка), располагаемая сзади винта, перемещаемая в горизонтальной плоскости. Положение ходового винта в станине, показанное на рис. 47, *б* (направляющие станины под салазки расположены внизу), обеспечивает хорошую изоляцию винта. При невозможности прикрыть винт сверху направляющими станины следует над винтом прикрепить козырек к станине (рис. 47, *в*), а также щиток к передней стенке фартука (рис. 48). В конструкции на рис. 47, *в* (станок фирмы Казенев) винт прикрыт сверху направляющими и козырек *2* увеличивает размер *С*. Применение неподвижного (рис. 47, *а*) или подвижного щитка (см. рис. 48) целесообразно и при расположении винта, обеспечивающем прикрытие сверху, так как при увеличении скоростей резания при нарезании резьбы опасно попадание одежды рабочего на быстровращающийся винт; кроме того, масло с винта разбрызгивается, попадая на рабочего. В токарных станках фирмы Казенев, мод. 360НВ-Х, ходовой винт, используемый для продольной подачи суппорта, имеет защиту в виде герметичных стальных телескопических труб; смазка циркуляционная.

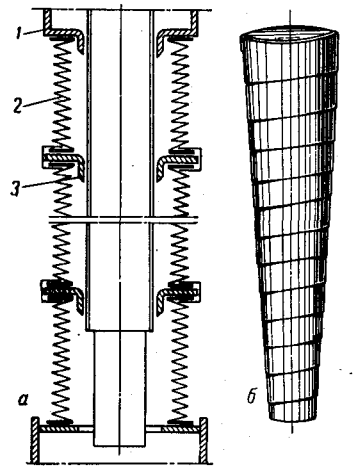


Рис. 49. Устройства для защиты винтов:

а — цилиндрическая гармоника; *б* — витая металлическая лента

Винты поперечной подачи токарных станков во избежание загрязнения отходами обработки не должны открываться при крайних положениях салазок поперечного суппорта.

Устройства для защиты (в основном вертикальных винтов) показаны на рис. 49. Гармоники *2* (рис. 49, *а*, горизонтально-расточной станок фирмы Плауэрт—Ветцель) прикреплены к гильзе *1* и направляющим *3*. Витую металлическую ленту (рис. 49, *б*) применяют для защиты горизонтальных и вертикальных винтов.

Смазка. Ходовые винты смазывают поливкой вручную (легкодоступные винты); из индивидуальных масленок (редко работающие, неответственные винты); фитилями (часто работающие винты); роликами, погруженными в масляную ванну, прижимаемыми к винту пружинами (для горизонтальных винтов, работающих с постоянными поддержками); из масляной ванны (горизонтальные винты); ручным насосом (для периодически работающих труднодоступных винтов); насосом от централизованной системы смазки узла или станка, масло подводится обычно через гайку и подается в дозированном количестве во время работы передачи винт — гайка.

Для ходовых винтов токарных, затыловочных и ряда других станков рекомендуется применять смазку от насоса в фартуке, подающего масло на направляющие и винт. Этот вид смазки прост и надежен. Эксплуатационные наблюдения показали, что ходовые винты токарных станков, имеющие смазку от насоса в фартуке, в сравнении с винтами станков той же модели, имеющими ручную смазку, изнашиваются в среднем на 20% меньше. Ввиду безусловной необходимости введения принудительной смазки направляющих подвод смазки к винту не требует дополнительных устройств. Принудительная смазка особенно необходима при выборе конструкции гайки по типу, показанному на рис. 43. Интенсивно изнашиваемые винты поперечной подачи токарных станков целесообразно смазывать из масляной ванны, в которую на глубину 5—10 *мм* погружен винт. Винт обильно смазывается; загрязняющие элементы, смываясь маслом, опускаются на дно. Глубина масляной ванны желательна не менее 30 *мм*.

Передача ходовой винт — гайка смазывается обычно маслами, применяемыми для направляющих — индустриальным 30 и 45, реже — индустриальным 20. Масла большей вязкости применяют при чистой смазке (хорошей защите от загрязнения), масла меньшей вязкости — при недостаточной защите. Применение масел с поверхностно-активными присадками, в частности специальных антискачковых масел для направляющих скольжения, целесообразно для ходовых винтов, защищенных от загрязнения; вследствие более прочной смазочной пленки и уменьшения стекания масла снижаются износ и трение, а также повышается точность нарезания резьбы. Можно применять масло, используемое для направляющих ВНИИ НП—401, ГОСТ 11058—64 (кинематическая вязкость при 50° С $\upsilon_{50} \geqslant 16{,}5$ *сст*), однако предпочтительнее масло с такими же свойствами, но большей вязкости ($\upsilon_{50} = 40 \div 50$ *сст*).

ЛИТЕРАТУРА

1. Азаревич Г. М. Выбор рациональной формы закругления торцов зубьев зубчатых колес. «Станки и инструмент», 1956, № 10.

2. Алехин А. В. и Арустамян С. А. Исследование условий службы шлицевого соединения осевой карданной передачи тепловоза и определение путей повышения ее долговечности. Труды ЛИИЖТ, вып. 196, 1962.

3. Ачеркан Н. С., Гаврюшин А. А. и др. Металлорежущие станки. Т. 2. «Машиностроение», 1965.

4. Балтер М. А., Туровский М. Л. Технология химико-термической обработки и упрочнения шестерен транспортных машин. Сб. докладов 5-го научно-технич. совещ. по новейшей технологии обработки зубчатых и червячных передач. М., ЦП НТО Машпром, 1963.

5. Беляев В. Н. Тяговая способность плоскоременных передач. «Известия вузов. Машиностроение», 1965, № 1.

6. Болотовская Т. П. и др. Справочник по корригированию зубчатых колес, М. — Свердловск, Машгиз, 1962.
7. Бурков В. А. Устранение зазоров в передачах ходовой винт — гайка. «Станки и инструмент», 1966, № 11.
8. Бурштейн И. Е. Высокопроизводительные методы зубозакругления. Машгиз, 1963.
9. Быбин С. А. Работоспособнсть шлицевых соединений. Сб. «Повышение долговечности машин». Машгиз, 1956.
10. Васильев В. А. Применение модификаций формы зубьев. М., ЭНИМС, ЦБТИ — ОНТИ, 1967.
11. Воробьев И. И. Передача с зубчатым ремнем для приводов металлорежущих станков и других машин. НИИМАШ, серия С-1, М., 1965.
12. Воробьев И. И. Передача с плоским бесконечным ремнем для быстроходных приводов металлорежущих станков. Научно-технический реферативный сборник ЦИНТИМАШ, № 8, 1964.
13. Гуревич Б. Г., Синдлер С. И., Трунина Е. В. Дробеструйный наклеп цементированных шестерен. Сб. «Некоторые вопросы усталостной прочности стали». Машгиз, 1953.
14. Еленевский Д. С. Остаточные напряжения и прочность зубьев цементированных шестерен. «Вестник машиностроения», 1958, № 9.
15. Елизаветин М. А., Сатель Э. А. Технологические способы повышения долговечности машин. М., «Машиностроение», 1964.
16. Зайцев Г. З. Усталостная прочность зубьев крупномодульных зубчатых колес. Сб. «Повышение прочности элементов конструкций и деталей машин». ЦНИИТМАШ, кн. 91. Машгиз, 1959.
17. Зильберглейт В. Л. Михель И. М. Технология изготовления высокоточных шлицевых соединений прямобочного профиля. М., ЭНИМС, 1968.
18. ЗотьеваА. С., Калашникова М. И., Рубина Е. Э., Сульменева Е. М. Упрочнение ходовых винтов методом азотирования. «Станки и инструмент», 1964, № 5.
19. Коган Г. И., Овумян Г. И. и Фрадкин Е. И. Червячная фреза для нарезания зубьев с выкружкой у корня. «Станки и инструмент», № 1, 1968.
20. Костровский Г. И. Исследование механизма износа шлицевых соединений шестеренчатых передач. Труды Всероссийского научно-исследовательского института механизации и электрификации с/х. Вып. 2. М., Сельхозгиз, 1960.
21. Кудрявцев В. Н., Килимов И. М., Леванов В. Л. Повышение нагрузочной способности зубчатых передач за счет изменения профильного угла исходного контура. Сб. трудов ЛМИ № 34. Л., 1963.
22. Лапидус А. С. Пути повышения долговечности зубчатых колес универсальных станков. «Станки и инструмент», 1956, № 10.
23. Лапидус А. С. Данные по износу и методы повышения долговечности ходовых винтов токарно-винторезных станков. ЦБТИ Министерства станкостроения СССР, 1952.
24. Леванов В. Л., Пратусевич Р. М. Прочность зубчатых колес с различными видами упрочнения. Сб. «Надежность и качество зубчатых передач». НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1967.
25. Левина З. М., Назаров В. Л. Повышение долговечности шлицевых соединений. «Станки и инструмент», 1967, № 6.
26. Левина З. М. Трение и износ в зубчатом (шлицевом) соединении. «Станки и инструмент», 1966, № 11.
27. Левина З. М. Назаров В. Л. Повышение долговечности шлицевых соединений. М., ЭНИМС, 1967.
28. Лейбова Н. М., Зотьева А. С. и Пратусевич Р. М. Выбор марки стали и методов упрочнения для ответственных деталей станков. Вып. I. Зубчатые колеса. ЭНИМС, ЦБТИ — ОНТИ, 1966.

29. Мейстель А. М. и др. Точная остановка станочных приводов с асинхронными электродвигателями. «Станки и инструмент», 1964, № 4.
30. Мерперт М. П. Прецизионные резьбошлифовальные станки. Машгиз, 1962.
31. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений. Физматгиз, 1961.
32. Ниберг Н. Я. Механизмы привода прямолинейно-поступательного движения. Ходовые винты. Энциклопедический справочник. Т. 9, М., Машгиз, 1949.
33. Пантюхин К. И. Некоторые вопросы изгибной прочности передач. Сб. трудов ЛМИ, № 23. Л., 1962.
34. Петрусевич А. И. Зубчатые передачи. Сб. «Детали машин», кн. 1. М., Машгиз, 1953.
35. Пратусевич Р. М. и Решетов Д. Н. Изгибная прочность зубьев зубчатых колес станков. «Станки и инструмент», 1965, № 1.
36. Пратусевич Р. М. Стендовые испытания приводных механизмов станков на работоспособность и долговечность. «Станки и инструмент», 1962, № 10.
37. Пратусевич Р. М. и Михайлова С. М. Основные виды и причины повреждений зубчатых колес станков. «Станки и инструмент», 1966, № 12.
38. Пратусевич Р. М. Исследование прочности и долговечности зубчатых колес станков. Сб. «Надежность и качество зубчатых передач». НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1967.
39. Решетов Д. Н. Детали машин. Машгиз, 1964.
40. Решетов Д. Н. и Кораблев А. И. Технологические резервы повышения надежности зубчатых колес. «Вестник машиностроения», 1963, № 1.
41. Рубина Е. Э., Руссинковский И. П., Калашникова М. И. Под общим руководством Воробьева В. Г. Выбор марок стали и методов упрочнения для ответственных деталей станков. Вып. II. «Шпиндели», Вып. III. Ходовые винты. М., ЭНИМС, 1967.
42. Рыжов М. А., Рыжов Н. М. Режимы и методы шлифования цементованных и закаленных зубчатых колес. «Станки и инструмент», 1966, № 11.
43. Саверин М. М. Дробеструйный наклеп. М., Машгиз, 1955.
44. Свешников Д. А. Упрочнение шестерен коробок передач легковых автомобилей методом дробеструйной обработки. «Автомобильная промышленность», 1964, № 2.
45. Семенча П. В. Уточнение расчета зубчатых колес по выносливости на изгиб. Сб. «Проблемы качества и прочности зубчатых передач» II. М., ЦБТИ, 1961.
46. Сибрук, Дадли. Результаты пятнадцатилетней программы испытаний зубьев колес на усталость при изгибе. Конструирование и технология машиностроения, Т. 86, серия В, № 3, 1964. (Русский пер. Изд. «Мир»).
47. Сидорин И. И., Генкин М. Д., Рыжов Н. М. Остаточные напряжения в поверхностном слое профилей зубьев и их влияние на долговечность зубчатых колес. «Вестник машиностроения», 1965, № 2.
48. Скундин Г. И. Зубчатые передачи и шлицевые соединения. ЦИНТИМАШ, М., 1960.
49. Смазка металлорежущих станков. Справочное пособие. Под ред. акад. В. И. Дикушина. Машгиз, 1956.
50. Соколовская Ф. И., Богаевский А. П. Клиновые ремни за рубежом. «Каучук и резина», 1963, № 8.
51. Соколовская Ф. М. Плоскозубчатые ремни. «Станки и инструмент», 1961, № 8.
52. Справочник машиностроения, Ременные передачи, Т. IV. Машгиз, 1963.

53. Шашин М. Я. Статистическая обработка и результаты натурных испытаний на усталость торсионов. Сб. «Испытания деталей машин на прочность». Машгиз, 1960.
54. Школьник Л. М., Девяткин В. П. Повышение прочности шестерен дробеструйным наклепом. «Вестник машиностроения», 1950, № 12.
55. Cleare G. Gear tooth failures in highly stressed transmission gears, Proceedings of the International Conference on Crearing, L., 1958.
56. Discussion on the paper: «Gear tooth strength of spur gears» by H. Winter. Power Transmission, 1962, **31**, №№ 361, 362.
57. Feighofen H. Gummikeilriemen, Keilriemenscheiben und — antriebe, alte und neue Bauformen, Der Maschinenmarkt, 1960, 66, № 13—14.
58. KBS Mitteilungen 1962, Magdeburg 6 (1962), (спец. выпуск. ГДР).
59. Klein H. Deutsche Kraftfahrforschung, Technischer Forschungsbericht, zwischenbericht № 128, 1944.
60. Niemann G., Rettig H., Lechner G. Tragfähigkeitssteigerung bei Zahnradgetrieben. VDJ — Z, 1963, **105**, № 6.
61. Nuernberger E. L. Belt Drive Type, Machine Design, 1962, 34, № 29.
62. Steinhilper W., Dietz R. Betrachtungen Zur Auslegung von Riemengetriebe, Maschinenmarkt, Jg. 69. № 19, 1963.
63. Tuffensammer K., Schmalkeilriemen nach Din 7753 oder Wormalkeilriemen nach Din 2215, Wernstatt und Betrieb 1960, № 1.
64. Ulrich M., Glaubitz H. VDJ — Z, 1949, 91, 577.
65. Winter H. Zahnräder für besonders hohe Tragfähigkeit. Eine übersicht an Hand neuerer Veröffentlichungen VDJ — Z., 1965, **107**, № 12.

РАЗДЕЛ IX

АНТИВИБРАЦИОННЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И УСТРОЙСТВА В СТАНКАХ

Известны три основных метода борьбы с вредными вибрациями в станках:

1) изменение конструкции станка (увеличение жесткости или массы станка, в частности, установкой на фундамент, смещение собственных частот, изменение способов пуска и торможения, применение электродвигателей с пониженным уровнем вибраций и т. п.);

2) изменение режима обработки на станке с целью ухода от автоколебательного режима, от резонанса при вынужденных колебаниях, от больших пиковых перегрузок;

3) применение специальных антивибрационных устройств (АВУ), позволяющих без коренного изменения конструкции, с минимальными затратами, часто в существующем станке повысить динамическую устойчивость, уменьшить уровень вынужденных колебаний и динамических нагрузок, защитить станок от действия внешних источников вибраций. Основу этих антивибрационных устройств обычно составляют элементы с высоким рассеянием энергии и относительно небольшой жесткостью.

АВУ могут воспринимать основные технологические нагрузки (например, муфты) или весовые нагрузки (виброизолирующие опоры). В других случаях АВУ не передают весовые и технологические нагрузки (динамические гасители колебаний). Важно отметить, что правильный выбор АВУ не всегда обусловливается точным знанием механизма явления.

Независимо от назначения и конструкции антивибрационные устройства объединяются общностью применяемых в них упругих и демпфирующих элементов, что оправдывает выделение этих устройств в особую группу.

Глава I. ПУТИ РЕАЛИЗАЦИИ УПРУГОСТИ И ДЕМПФИРОВАНИЯ В АВУ

ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ АВУ

Во всех АВУ имеется, по крайней мере, одно упругое и (или) демпфирующее звено. Часто целесообразно совмещение требуемых характеристик упругости и демпфирования в одном элементе.

Это достигается применением пневматических, гидравлических, электромагнитных, электродинамических и т. п. элементов, в которых сравнительно легко получить соответствующие упругие и демпфирующие характеристики, или применением упруго-демпфирующих материалов. Характеристики упругих элементов (пружин) имеются в литературе по деталям машин. Ниже рассмотрены характеристики демпферов и упруго-демпфирующих материалов.

Демпферы применяют в АВУ, если внутреннее демпфирование в упругом элементе недостаточно. Наиболее часто применяют жидкостные демпферы, демпферы сухого трения, электромагнитные демпферы, демпферы ударного действия.

В демпферах жидкостного трения используется сопротивление относительному смещению двух поверхностей, разделенных слоем

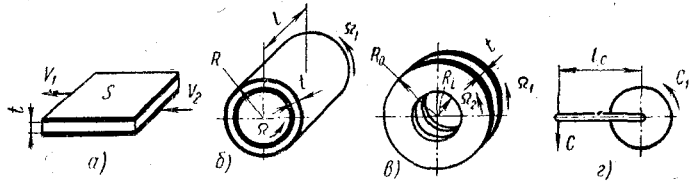


Рис. 1. Принципы конструкции демпферов жидкостного трения

жидкости; сопротивление протеканию жидкости через тонкие отверстия или каналы; сопротивление движению твердых тел в вязкой жидкости.

В демпферах первого типа сила сопротивления пропорциональна скорости относительного скольжения. В простейшем демпфере с плоскими поверхностями (рис. 1, *а*) коэффициент демпфирования (т. е. сила P на единицу относительной скорости $v_1 - v_2$)

$$C_n = \frac{P}{v_1 - v_2} = \frac{S \cdot \mu}{t} \quad \frac{кГ\,см}{сек}, \qquad (1)$$

где $\mu = \upsilon\gamma$ — коэффициент динамической вязкости; υ — коэффициент кинематической вязкости в *стс* ($см^2/сек$); γ — плотность в $кГсек^2/см^4$.

Для коаксиального (рис. 1, *б*) и дискового (рис. 1, *в*) демпферов коэффициент демпфирования (момент M на единицу скорости относительного вращения $\Omega_1 - \Omega_2$) соответственно

$$C_к = \frac{M}{\Omega_1 - \Omega_2} = \frac{2\pi R^3 l \mu}{t} \quad кГ\,см\,сек/рад; \qquad (2)$$

$$C_д = \frac{M}{\Omega_1 - \Omega_2} = \frac{\pi\mu\,(R_0^4 - R_1^4)}{2t} \quad кГ\,см\,сек/рад. \qquad (3)$$

При использовании силиконовых жидкостей ($\upsilon \leqslant 10^6$ *стс*, причем υ мало зависит от температуры) необходимо учитывать зависимость υ от скорости сдвига (рис. 2).

При использовании в качестве демпферного элемента тонкого канала, через который протекает жидкость, при числе Рейнольдса $\frac{vD\gamma}{\mu} < 2000$, где D — диаметр канала, коэффициент демпфирования

$$C = \frac{P}{v} = \frac{8k_\omega \pi \mu l}{S} \quad кГ\,сек/см, \qquad (4)$$

где l, S — длина, площадь канала; k_ω — коэффициент, зависящий от частоты колебаний (для круглых каналов с радиусом R, см. рис. 3 [24]).

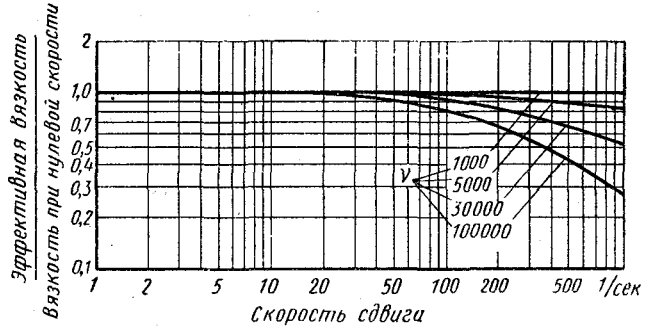


Рис. 2. Зависимость вязкости силиконовых жидкостей от скорости сдвига

Эффективность демпфера можно повысить введением «гидравлического рычага» (рис. 1, *г*); с колеблющимся объектом связан поршень с поперечным сечением $S_п$, который нагнетает жидкость в тонкий канал (сечением $S_к$). В этом случае

$$C = \frac{8\pi k_\omega \mu l}{S_к}\left(\frac{S_п}{S_к}\right)^2. \qquad (5)$$

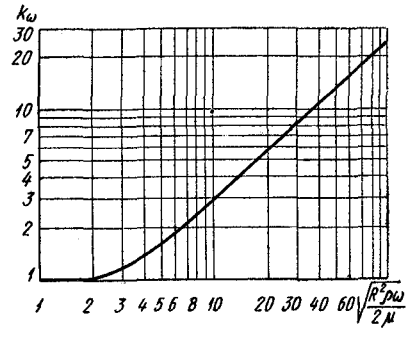


Рис. 3. Частотный коэффициент сопротивления протеканию жидкости в тонком канале

В ряде случаев (см. рис. 25, *а*) применяют демпферы, использующие сопротивление перемещению твердого тела в вязкой жидкости.

В демпферах сухого трения используется скольжение твердых несмазанных поверхностей. Так как сила трения пропорциональна нормальному давлению в стыке, то в таких демпферах необходимо нажимное устройство; во избежание существенного влияния износа трущихся поверхностей следует использовать пружины с малой жесткостью. На рис. 4, *а*, *б* показаны примеры

демпферов сухого трения, обеспечивающих демпфирование колебаний в трех направлениях.

Применение демпферов сухого трения в АВУ станков ограничено из-за малых амплитуд колебаний в станках. Чем меньше амплитуда колебаний, тем жестче должен быть механизм

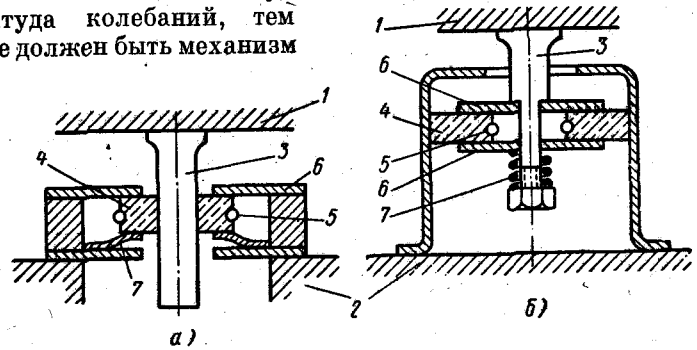


Рис. 4. Демпферы сухого трения:

1, 2 — взаимно перемещающиеся элементы антивибрационного устройства; *3* — шток; *4* — набор секторов из керамического материала с высоким коэффициентом трения; *5* — кольцевая пружина; *6* — фрикционная обкладка; *7* — нажимная пружина

демпфера; при очень малых амплитудах эффективность демпфера существенно уменьшается из-за неизбежных деформаций в механизме демпфера. Если малые колебания накладываются на непрерывное перемещение (например, в направляющих), причем амплитуда колебательной скорости меньше скорости непрерывного перемещения, то демпфер сухого трения не оказывает демпфирующего действия.

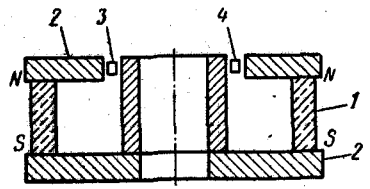


Рис. 5. Электромагнитное демпфирующее устройство:

1 — магнит; *2* — полюсные наконечники; *3* — воздушный зазор; *4* — короткозамкнутый проводник

В электромагнитных демпферах используется демпфирующее взаимодействие между магнитным полем и вихревыми токами, наводимыми в сплошном (короткозамкнутом) проводнике, движущемся в этом поле и скрепленном с колеблющимся объектом (рис. 5). Демпфирование пропорционально скорости перемещения проводника, т. е. имеет вязкий характер. Для демпфера, показанного на рис. 5,

$$C = \frac{6{,}53 \cdot 10^{-14} B^2 l S}{\rho} \quad \frac{кГ\,сек}{см}, \qquad (6)$$

где B — магнитная индукция в зазоре в *гс*; l — длина проводника в *см*; S — площадь поперечного сечения проводника в $см^2$; ρ — удельное сопротивление в $ом \cdot см$.

Упруго-демпфирующие материалы (УДМ) — это материалы, имеющие невысокий модуль упругости, допускающие большие деформации и обладающие повышенным внутренним рассеянием энергии при колебаниях. Правильный выбор УДМ может существенно упростить конструкцию антивибрационного устройства, так как позволяет отказаться от специального демпфера. В ряде случаев статические и динамические характеристики УДМ имеют значительную нелинейность, что также благоприятно сказывается на их работе.

Модуль упругости УДМ при колебаниях (динамический модуль) существенно больше модуля при медленном (статическом) нагружении с частотой нагружения $<0{,}1$ *гц*. Динамический коэффициент жесткости $K_{дин}$ равен отношению эффективной жесткости образца при колебаниях к жесткости при статическом нагружении и может достигать 5—10.

Относительное рассеяние энергии в УДМ мало зависит от частоты колебаний (в диапазоне 1—200 *гц*, который представляет интерес в станках), поэтому демпфирование удобно характеризуется логарифмическим декрементом δ, который может достигать 1,5—3,0. Обычно $K_{дин}$ и δ зависят от амплитуды колебаний [17, 26].

К упруго-демпфирующим материалам относятся резины, волокнистые материалы (фетр, войлок), объемно-плетеные проволочные сетки, пластмассы и некоторые комбинированные материалы.

Объемно-плетеные проволочные сетки получили большое распространение как материал для виброизолирующих опор, но могут применяться и для других АВУ. Элементы изготовляют из нержавеющей стальной холоднотянутой проволоки, в специальных случаях — немагнитной. По одной технологии (система Met-L-Flex или Vibrachoc) из проволоки диаметром 0,1—0,6 *мм* на специальных ткацких станках изготовляется сетка, которая затем сворачивается в круглые подушки и подвергается в холодном состоянии обжиму в пресс-формах при давлении до 1000 $кГ/см^2$. По другой технологии [23] из нержавеющей проволоки диаметром 0,03—0,25 *мм* навивается плотно спираль диаметром 0,15—1,0 *мм*, которая затем растягивается в 4—6 раз и укладывается в пресс-форму, где обжимается для придания заданной формы.

Объемно-проволочные элементы нагружаются в основном на сжатие, реже на сдвиг и изгиб. При увеличении нагрузки увеличивается число контактов между отдельными проволоками, что приводит к увеличению статической жесткости. При увеличении нагрузки в 2 раза жесткость увеличивается в $\sim$1,5 раза. Допустимая сжимающая нагрузка $p_{max} = 30 \div 200$ $кГ/см^2$, в зависимости от диаметра проволоки и характера переплетения; динамические (ударные) перегрузки могут достигать $(8 \div 10)\, p_{max}$.

Направления нормалей в точках контакта проволок, углы между осями контактирующих проволок и усилия в местах

контакта являются независимыми случайными величинами. Смазка в местах контакта выжимается, и трение между проволоками имеет характер сухого (кулонова). Благодаря силам трения покоя объемная сетка является весьма жестким телом, законы статического деформирования которого качественно аналогичны простейшим упруго-фрикционным соединениям, которые рассматриваются в задачах конструкционного демпфирования [7]. Для упруго-фрикционных соединений как жесткость, так и относительное рассеяние энергии не зависят от частоты нагружения, но существенно зависят от амплитуды колебаний (рассеяние энергии увеличивается, жесткость уменьшается при увеличении амплитуды).

При динамическом (колебательном) нагружении контактирующие проволоки проскальзывают. В местах проскальзывания происходит, во-первых, рассеяние энергии и, во-вторых, увеличение длины участков проволок, работающих на изгиб и растяжение, т. е. увеличение податливости элемента. Каждый стык между проволоками — простейшее упруго-фрикционное соединение. При малых относительных амплитудах колебаний a (амплитуда колебаний, отнесенная к толщине образца) динамические усилия между проволоками невелики и проскальзывание происходит только в тех контактах, где или малы контактные давления, вызванные обжатием в пресс-форме и статической нагрузкой на образец, или благоприятно сочетание направления нормалей и величины угла между осями проволок. При увеличении a возрастает количество областей скольжения и увеличиваются амплитуды скольжений, т. е. повышается рассеяние энергии (логарифмический декремент δ) и уменьшается $K_{дин}$. При дальнейшем увеличении a податливость и абсолютное рассеяние энергии должны асимптотически приближаться к предельным значениям по мере того, как исчерпываются резервы подключения в работу новых контактных областей. Так как полная колебательная энергия цикла пропорциональна a^2, то относительное рассеяние $\psi = 2\delta$ должно иметь максимум.

На рис. 6 показаны типичные зависимости $\delta\,(a)$ и $K_{дин}\,(a)$ для элемента Вибрашок одного из типов при $a = (0{,}4 \div 15)\,10^{-3}$, полученные по осциллограммам свободных затухающих колебаний [17]. При малых a значения δ сравнительно невелики (0,15—0,2), $K_{дин}$ достигает очень больших значений (8—10). При увеличении a быстро возрастает δ, достигая 1,5—2; при $a = (70 \div 100)\,10^{-3}$ наблюдается максимум $\delta = 2{,}0 \div 2{,}2$, после чего δ медленно уменьшается. $K_{дин}$ также уменьшается с увеличением амплитуды, асимптотически приближаясь к значению $K_{дин} = 1$. В области малых амплитуд [17]:

$$K_{дин} = 1 + \frac{A}{a^{0.5}}; \qquad \delta = Ba^{0.75}. \tag{7}$$

Зависимость δ и $K_{дин}$ от статической нагрузки $P_{ст}$ на образец в пределах допустимых нагрузок невелика (см. рис. 6).

Уменьшение динамической жесткости и собственной частоты при увеличении амплитуды колебаний соответствует нелинейной характеристике мягкого типа. Таким образом, объемно-проволочные элементы имеют парадоксальные характеристики — сильную нелинейность жесткого типа при статическом нагружении и сильную нелинейность мягкого типа при динамическом нагружении.

Фетр — это ткань, полученная переплетением волокон комбинацией механических движений, химических воздействий, влаги и тепла, без применения процессов прядения, ткачества или вязания. Фетр может состоять из одного или нескольких видов шерсти или с прибавкой растительных и синтетических волокон. Войлок в отличие от фетра изготовляется из грубых (толстых) волокон. Фетр изготовляется толщиной от 1 до 75 *мм*, шириной до 2000 *мм*. Лучшие сорта фетра нечувствительны к действию минеральных масел, консистентных смазок, органических растворителей, холода, сухости, озона, солнечного света. Фетровая прокладка обычно приклеивается к арматуре.

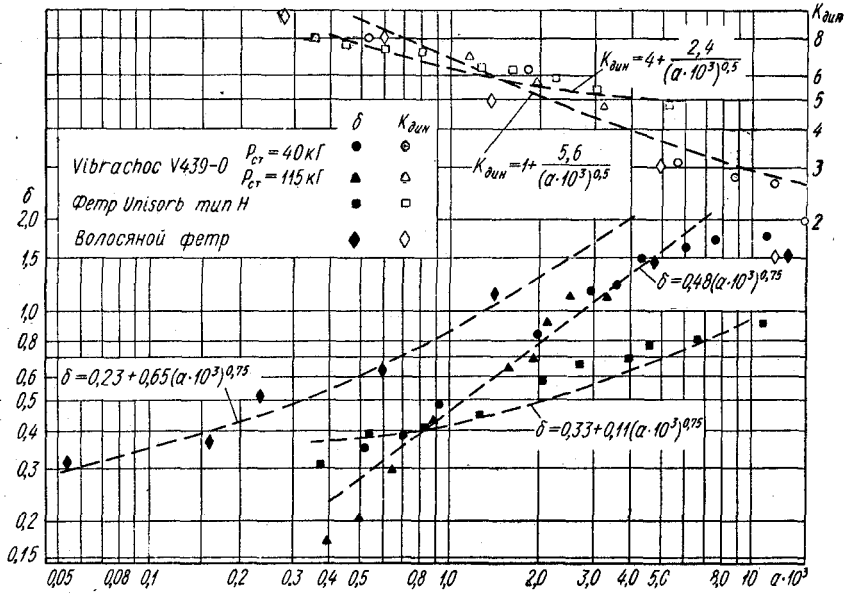


Рис. 6. Логарифмический декремент δ (a) и динамический коэффициент жесткости $K_{дин}$ ($б$) волокнистых упруго-демпфирующих материалов.

По строению (хаотическое переплетение волокон) фетр аналогичен объемно-проволочным элементам, однако волокна, из которых состоит фетр, имеют значительную собственную податливость

и собственное (внутреннее) демпфирование и, кроме того, фетр состоит из волокон разного диаметра, хотя в пределах одного сорта разброс диаметров невелик. Аналогия строения приводит к аналогии характеристик элементов из фетра и из объемно-проволочных сеток.

Характеристика сжатия фетра близка к линейной до величины относительного сжатия $\varepsilon = 25\%$. Модуль упругости на сжатие $E = 50 \div 280$ *кГ/см²* (бо́льшие значения — для волосяного фетра), при длительном пребывании под нагрузкой E несколько увеличивается. Допускаемые нагрузки $p_{\max} = 0{,}5 \div 3{,}5$ *кГ/см²*; для тонких пластин (тоньше 13 *мм*) — до 8—20 *кГ/см²*. Наибольшие нагрузки допускает волосяной фетр.

У фетра, как и у объемно-проволочных сеток, $K_{дин}$ и δ обнаруживают сильную зависимость от амплитуды колебаний. Однако эта зависимость, особенно для тонковолокнистых сортов фетра, имеет сглаженный характер из-за влияния собственных характеристик ($K_{дин}$ и δ) высокополимерного материала волокон. Фетр можно рассмотреть как параллельное соединение двух пружин с демпфированием, из которых первая пружина моделирует динамические характеристики материала волокон, вторая — конгломерата волокон [17].

Если жесткость первой пружины не зависит от амплитуды колебаний (что справедливо для большинства высокополимерных материалов без наполнителей), то можно показать [17], что для $K_{дин}$ и δ сохраняются зависимости типа (7), но более сглаженные:

$$K_{дин} = \frac{1}{N}\left(M + \frac{A_1}{a^{0,5}}\right), \quad \frac{M}{N} > 1; \quad \delta = C + B_1 a^{0,75}. \tag{8}$$

Для тонковолокнистого виброизолирующего фетра Унисорб (см. рис. 6) экспериментальные точки хорошо аппроксимируются зависимостью $K_{дин} = 4 + \frac{2{,}4}{(a \cdot 10^3)^{0,5}}$; $\delta = 0{,}33 + 0{,}11\,(a \cdot 10^3)^{0,75}$. Для волосяного фетра [2] (рис. 9) характер зависимости $K_{дин}$ близок к зависимости для объемно-проволочных сеток, так как собственная жесткость волокон весьма высока [1]; $\delta = 0{,}23 + 1{,}1\,(a \cdot 10^3)^{0,75}$.

Резина — уникальный инженерный материал. Она имеет малый модуль упругости и выдерживает без разрушения относительную деформацию до 1000% (мягкие сорта резины). После такой деформации она быстро восстанавливает первоначальные размеры. В то же время резина является объемно-несжимаемым материалом (коэффициент Пуассона $\mu = 0{,}497 \div 0{,}499$). В связи с этим деформационную характеристику элемента и соотношение характеристик в различных направлениях можно в широких пределах

[1] В работе [2] приведены данные для динамического модуля, а не $K_{дин}$ волосяного фетра, поэтому нормировка соответствующей кривой на рис. 6 выполнена условно.

модифицировать изменением формы элемента. Резиновым элементам легко придавать самую различную форму, скреплять с наружной и (или) внутренней арматурой.

Свойства резины в очень широких пределах можно изменять подбором рецептуры. Недостатком резины является зависимость характеристик от небольших изменений технологического режима, качества и содержания компонентов, времени эксплуатации.

Наиболее распространены в промышленности резины на основе натурального (НК) и синтетических каучуков: бутадиенстирольного (СКС); нитрильного (СКН-18, СКН-26, СКН-40); полихлоропренового (наирит); бутилового (БК); силиконового. Резины на основе НК (и аналогичного синтетического изопренового каучука СКИ) имеют: высокую прочность на растяжение, сравнительно малое рассеяние энергии (и, следовательно, малый нагрев) при колебаниях $\delta = 0{,}065 \div 0{,}7$ в зависимости от содержания наполнителей, хорошую стойкость на истирание; хорошо крепятся к металлу. Эти резины не стойки к минеральным маслам, бензину, керосину; сравнительно быстро старятся (из-за образования озоновых трещин); нетеплостойки.

У резины на основе СКС несколько лучшие, чем у НК, характеристики старения; более высокое демпфирование ($\delta = 0{,}3 \div 1{,}0$). Они не стойки к минеральным маслам, бензину, керосину и имеют механические характеристики хуже, чем у НК.

Резины на основе нитрильных каучуков имеют наивысшую масло- и бензостойкость (тем бо́льшую, чем больше процентное содержание нитрильных групп, стоящее в обозначении каучука, например СКН-26), высокую теплостойкость, высокое демпфирование ($\delta = 0{,}4 \div 1{,}2$). Резины на основе наирита имеют высокую масло- и бензостойкость; малогорючи; хорошо сопротивляются старению; демпфирование сравнительно мало ($\delta = 0{,}2 \div 0{,}8$). Резины на основе бутилкаучука имеют наивысшее демпфирование ($\delta = 0{,}3 \div 3{,}0$); наивысшее сопротивление старению; практически газонепроницаемы; весьма теплостойки, однако плохо крепятся к металлам; немаслостойки.

Силиконовые резины могут использоваться в исключительно широком диапазоне температур (как низких, так и высоких), однако их механические свойства и маслостойкость сравнительно невысоки.

Так как определение модуля упругости резины в изделии невозможно, а механические характеристики изделий существенно зависят от формы и размеров, основной показатель жесткости резины — твердость, т. е. степень сопротивления вдавливанию индентора. Наиболее распространены числа твердости по Шору H (твердомер ТИР по ГОСТу 263—53) и по Джонсу H_1 (твердомер ТШР по ГОСТу 253—53).

Зависимость модуля сдвига G от твердости различна для резин разного химического состава, однако это различие невелико. При

относительной деформации сдвига $\gamma = 0{,}15 \div 0{,}2$ зависимость G (H) показана на рис. 7.

Упругая характеристика резины при нагружении на сдвиг при $\gamma \geqslant 0{,}05$ — нелинейная, мягкого типа. Для виброизолирующих опор и других упруго-демпфирующих элементов важны упругие характеристики резиновых образцов при малых $\gamma \leqslant 0{,}01 \div 0{,}02$, которые существенно иные, чем при больших γ [11]. На рис. 7 показаны значения G, экспериментально определенные на цилиндрических образцах (диаметр 30, высота 14 *мм*) из резин разной твердости на основе НК, наирита, СКН-26, СКН-40, предварительно сжатых осевой силой до относительной деформации сжатия $\varepsilon = 0{,}07$. По этим данным видно, что при небольших γ нелинейность деформационной характеристики при сдвиге при $H = 40 \div 50$ отсутствует; имеет мягкий характер при $H > \sim 50$, жесткий характер при $H \leqslant 40$. Для твердых резин нелинейность весьма значительная; так, при $H = 80$ $G_{\gamma=0.01} \approx 3G_{\gamma=0.2}$. Принято считать [25], что G не зависит от величины сжатия образца, однако при соотношениях размеров боковой стороны (или диаметра) и высоты $\frac{a}{h} > 3$ и $h \leqslant 0{,}5$ *см* эта зависимость весьма значительна (см. ниже).

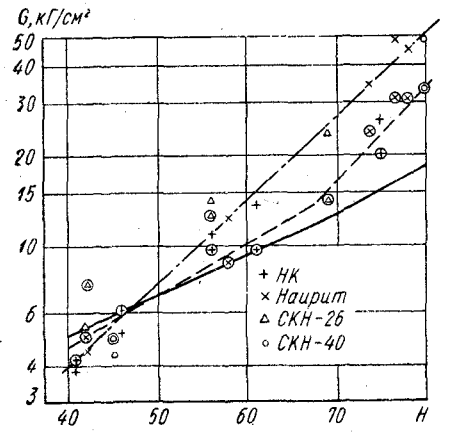


Рис. 7. Значения модуля сдвига G для резины в зависимости от твердости и относительного сдвига γ:

(штрих-пунктирная линия — $\gamma = 0 \div 0{,}015$; штриховая линия — $\gamma = 0{,}025 \div 0{,}035$; сплошная линия — $\gamma = 0{,}15 \div 0{,}2$)

Допустимый относительный сдвиг при длительном приложении нагрузки $\gamma = 0{,}25 \div 0{,}5$. В тех случаях, когда можно пойти на увеличение крипа или релаксации, допустимы значения $\gamma = 0{,}5 \div 0{,}75$. При кратковременной (динамической) деформации допустимо $\gamma = 1{,}0 \div 3{,}0$ при условии надежного скрепления резины с арматурой [24].

При нагружении на сжатие допускаемые нагрузки больше, чем на сдвиг, из-за большей жесткости элемента. При сжатии между параллельными опорными поверхностями образца резины цилиндрической формы с произвольной направляющей поверхностью и с параллельными торцами модуль упругости на сжатие $E \approx 3G$, если сцепление между торцами резинового элемента и опорными поверхностями, осуществляющими нагружение, отсутствует и резиновый элемент может свободно расширяться в направлениях,

перпендикулярных сжимающей нагрузке. Если торцы резинового элемента скреплены с опорными нагружающими поверхностями (приклейкой, вулканизацией и т. п.), боковое расширение затруднено; из-за объемной несжимаемости резины деформация сжатия осуществляется только за счет выпучивания резины по боковым поверхностям. Поэтому жесткость на сжатие резиновых элементов, скрепленных с опорными поверхностями, определяется, кроме твердости резины, соотношением суммарной площади поверхностей, по которым прикладывается нагрузка, и суммарной площади свободных (боковых) поверхностей, а также формой и

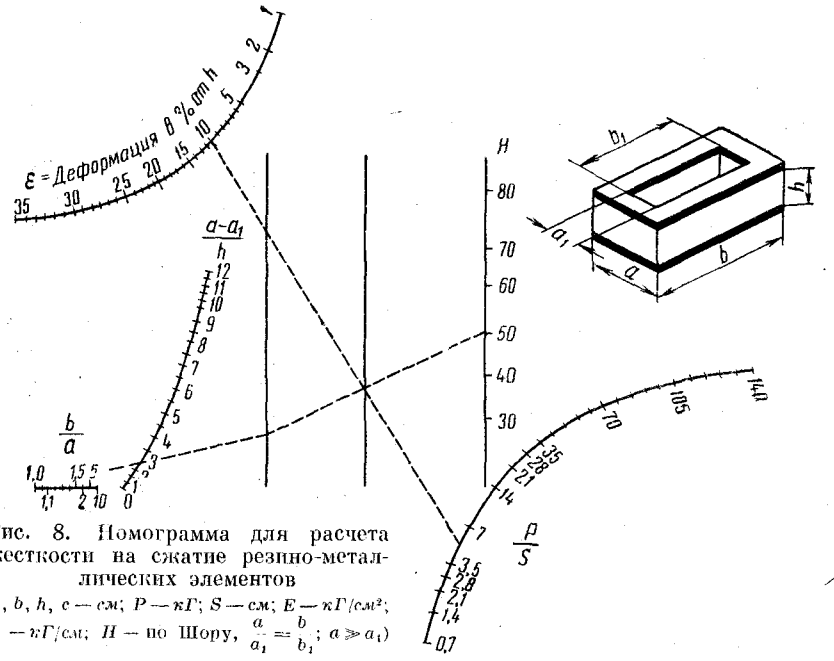


Рис. 8. Номограмма для расчета жесткости на сжатие резино-металлических элементов

(a, b, h, c — *см*; P — *кГ*; S — *см*; E — *кГ/см²*; $\frac{P}{S}$ — *кГ/см*; H — по Шору, $\frac{a}{a_1} = \frac{b}{b_1}$; $a \gg a_1$)

размерами элемента. Хорошую точность для расчета простейших элементов дает эмпирическая номограмма, приведенная на рис. 8, и обобщающая данные работ [24] и [26]. Жесткость цилиндрических деталей определяют так же, как призматических, у которых сечение — квадрат со стороной, равной диаметру цилиндра; аналогично рассчитывают кольцевые детали; призматический элемент треугольного сечения приближенно эквивалентен по жесткостным характеристикам вписанному цилиндру той же высоты.

Хорошее согласие с экспериментальными данными при $H \geqslant 50$, $\alpha, \beta \leqslant 10$ для прямоугольных параллелепипедов дает формула [5]:

$$\varepsilon = \frac{2P\,[48 + \pi^2(\alpha^2 + \beta^2)]}{\pi^2 \cdot G \cdot a \cdot b\left[36 + \pi^2\left(\alpha^2 + \beta^2 + \frac{\pi^2}{48}\alpha^2 \cdot \beta^2\right)\right]}, \qquad (9)$$

где P — сжимающая сила; $\alpha = \frac{a}{h}$, $\beta = \frac{b}{h}$. При $H < 50$ формула (9) дает завышенные на 15—25% значения жесткости, вероятно, в связи с тем, что при выводе формулы G принимался независящим от относительного сдвига γ, тогда как эта зависимость весьма значительна (см. рис. 7).

Допустимое относительное сжатие резинового элемента, надежно скрепленного с арматурой, при длительном приложении статической нагрузки $\varepsilon = 0{,}1 \div 0{,}15$ (бо́льшие значения для мягких резин). При кратковременном приложении нагрузки допустимо $\varepsilon = 0{,}5 \div 0{,}75$, однако следует учитывать быстрое, в $\frac{\left(1-\varepsilon+\frac{\varepsilon^2}{3}\right)}{1-2\varepsilon+\varepsilon^2}$ раз, увеличение жесткости при $\varepsilon > 0{,}15$.

Большой интерес для конструирования представляют характеристики тонкослойных резиновых элементов, скрепленных с опорными поверхностями (α, $\beta > 10 \div 15$, $h \leqslant 0{,}5$ *см*), которые существенно отличаются от характеристик элементов с более однородными размерами [19]. Жесткость на сдвиг (и соответственно модуль сдвига G) для тонкослойных элементов сильно зависит от величины сжатия элемента. На рис. 9 показана зависимость G (γ) при разных значениях ε для нитрильных резин различной твердости. При изменении γ от 0,001 до 0,05 при постоянной ε, G уменьшается в 3—5 раз; при изменении ε от 0,03 до 0,12 (т. е. в 4 раза) G (при заданной γ) увеличивается в 1,5—2 раза, т. е. деформирование тонкослойного резинового элемента на сдвиг приобретает некоторое сходство с внешним трением, причем сила трения пропорциональна нормальному давлению в степени $\sim 0{,}5$.

Другая особенность тонкослойных резиновых элементов — сильная нелинейность при сжатии. Если для элементов с α, $\beta \leqslant 10$ жесткость на сжатие k_z постоянна вплоть до значений $\varepsilon = 0{,}10 \div 0{,}15$, то в тонких слоях нелинейность проявляется, уже начиная с $\varepsilon = 0{,}01$. На рис. 10 показана зависимость k_z от ε для образцов из тех же нитрильных резин. При изменении ε в 2—5 раз k_z увеличивается в 10—15 раз. При $\varepsilon = 0{,}05 \div 0{,}1$, $h = 0{,}2$ *см*, α, $\beta \geqslant 30$ удельный коэффициент податливости образцов близок к коэффициентам контактной податливости хорошо пригнанных металлических стыков.

Весьма важной характеристикой резины является ползучесть или крип, т. е. постепенное увеличение деформации при длительном приложении постоянной нагрузки. Суммарная деформация

$$\Delta' = \Delta + b \lg t, \qquad (10)$$

где t — время (*мин*); Δ — относительная деформация образца через 1 *мин* после приложения нагрузки в %; b — константа, характеризующая интенсивность крипа и выражаемая в процентном увеличении деформации за временну́ю декаду (т. е. от 1 *мин*

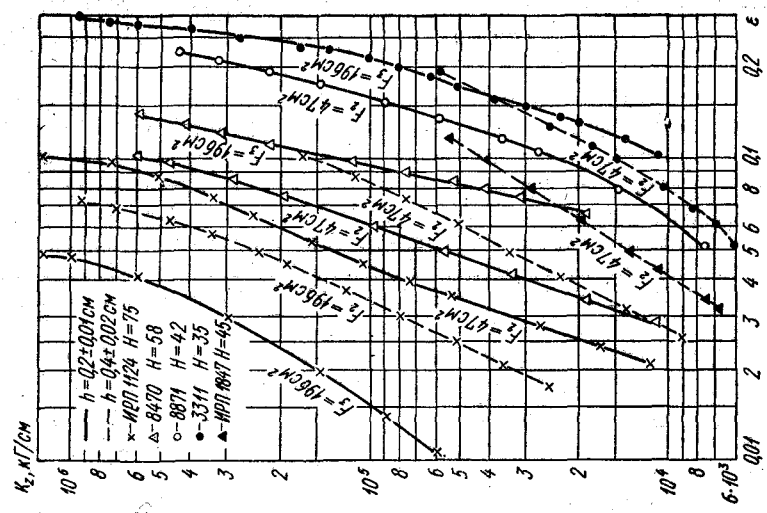


Рис. 10. Вертикальная жесткость тонкослойных резино-металлических элементов k_z (ε)

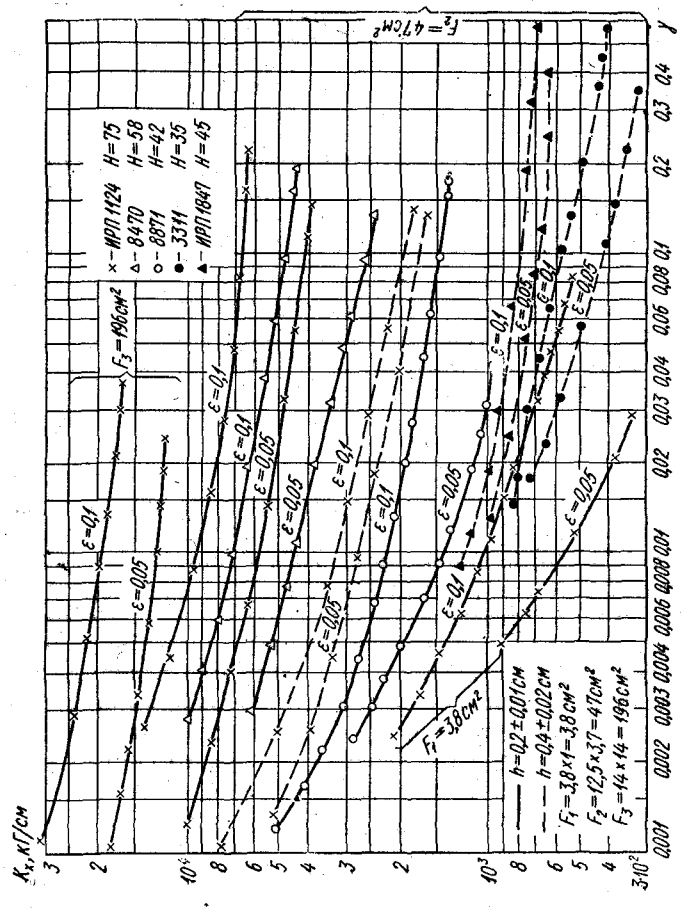


Рис. 9. Характеристики горизонтальной жесткости тонкослойных резино-металлических элементов

до 10 *мин*, от 10 *мин* до 100 *мин* и т. д.). Величина крипа зависит от типа каучука, состава и процентного содержания наполнителей, структуры резины, вида деформации, наличия арматуры и т. п. и мало зависит от абсолютной величины деформации при условии, что эта деформация находится в допустимых пределах (см. выше). Типичные значения b для резин на основе НК — 2,5%, на основе СКН — 7%, на основе наирита — 11% [26]. Эти значения могут изменяться в значительных пределах; так, по данным испытания в ЭНИМСе, некоторые нитрильные резины (использованные в опорах ОВ-30, ОВ-31, ковриках КВ-1, КВ-2) имеют крип 0,5—1,5% за декаду.

Темп крипа резины наименьший при сжатии. Если темп крипа при сжатии принять за 1,0, то при сдвиге темп крипа [26] $\sim$ 1,2—1,25, при растяжении 1,5—1,6.

Аналогичной крипу является постепенная релаксация напряжений σ в резиновых образцах, деформированных до постоянной относительной деформации:

$$\sigma = C - a \lg t, \qquad (11)$$

где t — время; C — первоначальное напряжение; a — константа релаксации.

При действии интенсивных переменных напряжений в резине ускоряется действие химических и физико-механических процессов, приводящих к усталостному разрушению резинового элемента. Наиболее наглядное проявление процесса усталости — постепенное уменьшение жесткости (модуля), т. е. уменьшение (релаксация) напряжений. Этот процесс родственен релаксации при статической деформации и крипу при статическом нагружении. Изменение модуля при усталостных испытаниях пропорционально логарифму количества циклов нагружения. Усталостное уменьшение модуля в большей степени заметно в резинах с бо́льшим процентным содержанием активных наполнителей (сажи), так как уменьшение модуля является формой проявления медленного разрушения структуры резины. Критерием долговечности по усталости резины некоторые авторы считают уменьшение модуля на 10% по сравнению с первоначальным значением.

На рис. 11 [25] дан типичный график, показывающий влияние различных факторов на долговечность по усталости резинового элемента по результатам испытаний на кручение. По оси абсцисс отложена максимальная относительная деформация сдвига γ_m, наблюдаемая на периферии образца в течение цикла; по оси ординат — отношение размаха цикла $\Delta\gamma$ (разность максимальной и минимальной деформации) к γ_m. Каждая сплошная кривая соответствует указанному на ней числу циклов до наступления усталости. Критерий усталости — уменьшение модуля на 10%. Линия $\frac{\Delta\gamma}{\gamma_m} = 0$ — статическое нагружение, точка A ($\gamma_m = 10$) — предельная статическая деформация образца. При $\frac{\Delta\gamma}{\gamma_m} = 1$ минимальная деформация в течение цикла равна 0; при этом долговечность по усталости минимальна. Это — универсальный принцип для резины независимо от вида нагружения, однако при нагружении на сжатие уменьшение долговечности по усталости, когда минимальная деформация цикла равна нулю, выражается еще резче.

Если средняя нагрузка (или деформация) цикла постоянна, а меняется амплитуда циклической (динамической) нагрузки, то изменение долговечности характеризуется кривой вида BC на рис. 11 (кривая BC соответствует средней деформации $\gamma_{ср} = 0{,}83$); с уменьшением амплитуды от максимума в точке B до 0 в точке C долговечность увеличивается от 10^6 до более чем 10^{10} циклов.

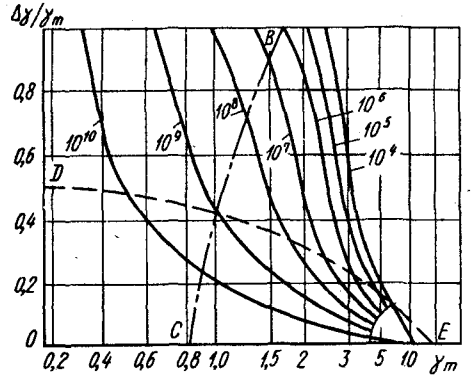


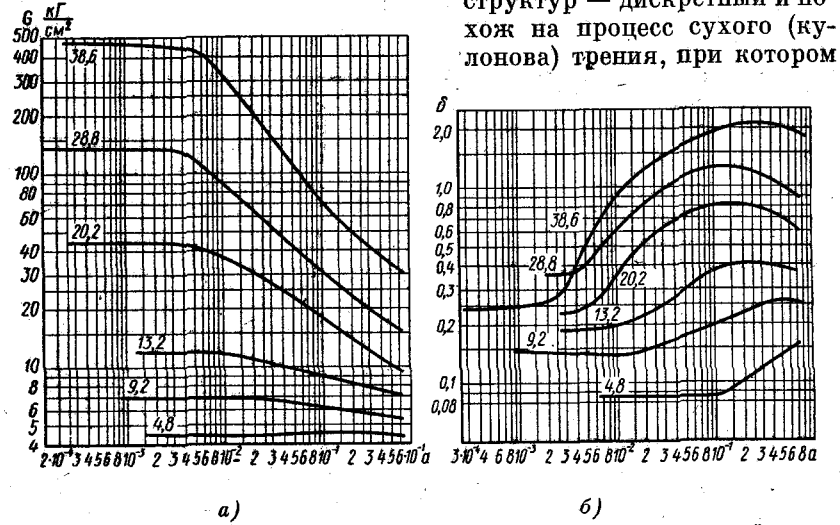
Рис. 11. Характеристики усталостной прочности резинового образца при нагружении на кручение

При постоянном соотношении циклической и средней деформации изменение долговечности характеризуется кривой вида DE на рис. 11 (кривая DE соответствует $\frac{\Delta\gamma}{\gamma_{ср}} = \frac{2}{3}$ или $\frac{\Delta\gamma}{\gamma_m} = \frac{1}{2}$). В левой части (точка D) кривой напряжения малы, долговечность большая; точка E соответствует «бесконечной» нагрузке, долговечность нулевая. В детали, имеющей неоднородное распределение напряжений по объему, $\frac{\Delta\gamma}{\gamma_{ср}} = \text{const}$ по всему объему, поэтому линия вида DE характеризует усталостные условия во всех точках детали. Различие напряжений в двух частях детали в 2 раза может соответствовать разнице долговечности в 10 раз; отсюда следует необходимость обеспечения однородности напряжений и исключения концентраторов напряжений в резиновых деталях для увеличения их долговечности. Кривые вида DE позволяют также оценивать влияние масштабного фактора на долговечность.

Долговечность по усталости в большой степени определяется типом каучука и составом резины; например, деталь, изготовленная из резины на основе каучука СКС, может иметь долговечность на порядок меньше, чем та же деталь из резины на основе НК. Разброс долговечности одинаковых деталей из одной марки резины составляет $\pm 300\%$. Влияние на долговечность температуры (в пределах $+40 \div 90°$ С) и частоты (в пределах 700—

1600 *цик/мин*) незначительно. При циклическом деформировании на сдвиг весьма положительно влияет на долговечность предварительное сжатие или растяжение резинового элемента в направлении, перпендикулярном направлению сдвига.

Резина состоит из полимерной основы (каучук), инертных и активных (в большинстве случаев — сажи различных видов) наполнителей. Активные наполнители, соединяясь с основой, образуют в толще резины замкнутые структуры, которые при деформации могут разрушаться, тотчас восстанавливаясь в другой конфигурации. Характер разрушения и восстановления этих структур — дискретный и похож на процесс сухого (кулонова) трения, при котором



а) *б)*

Рис. 12. Амплитудные зависимости модуля сдвига G (*а*) и логарифмического декремента δ (*б*) для резин на основе бутил-каучука в зависимости от содержания активной сажи

сила не может сдвинуть тело, пока не достигнет предельной величины — силы трения покоя; при остановке тела сила трения покоя быстро восстанавливается. Поэтому механизм деформации активной сажевой структуры в резинах аналогичен механизму деформации объемно-проволочных сеток. Динамические характеристики резин так же, как волокнистых материалов типа фетра, определяются, во-первых, динамическими характеристиками активных сажевых структур ($K_{дин}$ и δ существенно зависят от амплитуды и не зависят от частоты деформации) и, во-вторых, динамическими характеристиками полимерной основы ($K_{дин}$ и δ не зависят от амплитуды деформации; в диапазоне 0,01—150 *гц* зависимость $K_{дин}$ и δ от частоты для резин на основе НК, БК почти незаметна, для резин на основе наирита, СКН $K_{дин}$ и δ могут несколько возрастать при увеличении частоты). Соотношение между этими факторами определяется содержанием активных

наполнителей в резине; при малом содержании наполнителей амплитудная зависимость динамических характеристик почти не проявляется. В некоторых резиновых смесях имеются компоненты, препятствующие образованию сажевых структур [26], в таких резинах амплитудные зависимости $K_{дин}$ и δ слабы даже при больших содержаниях сажи.

На рис. 12 [26] показаны амплитудные зависимости динамического модуля сдвига G и логарифмического декремента δ для бутиловых резин одинакового состава с разным содержанием активной сажи, на рис. 13 [17] — аналогичные зависимости для некоторых серийных отечественных резин на основе разных каучуков,

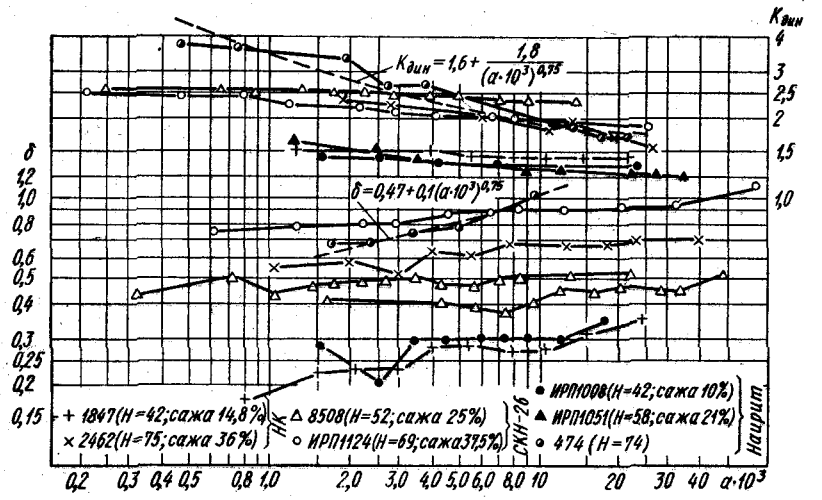


Рис. 13. Амплитудные зависимости $K_{дин}$ и δ для резин разных марок

полученные по испытаниям образцов диаметром 30, высотой 14 *мм* в режиме свободных затухающих колебаний. Интересно отметить, что при концентрации активной сажи, соответствующей образованию сплошной структуры (что можно обнаружить по скачкообразному изменению электропроводности резины; содержание сажи при этом 20—40%), резко увеличиваются как значения $K_{дин}$ и δ, так и крутизна амплитудной зависимости. Наклонную часть кривых $K_{дин}$ и δ для резин также можно аппроксимировать зависимостями вида (8) (см. рис. 13).

Для некоторых резин динамические характеристики не зависят от статической нагрузки $P_{ст}$ на образец, для других (например, нитрильных) $K_{дин}$ заметно увеличивается при возрастании $P_{ст}$.

Влияние масштабного фактора сказывается в том, что при увеличении площади опорной поверхности $S_{оп}$ резинового образца

величина δ заметно уменьшается (так, при увеличении $S_{оп}$ в 5 раз δ уменьшается в 1,3—1,6 раза) [1].

Величины $K_{дин}$ и δ в большой степени определяются составом резины, режимом вулканизации и т. п., однако определяющим все же является тип каучука (см. стр. 463). В большинстве случаев в АВУ целесообразно применять резины с возможно бо́льшим демпфированием. Распространенное мнение о том, что при увеличении демпфирования увеличивается тепловыделение в резине и уменьшается ее срок службы, не является обоснованным. В действительности, при увеличении демпфирования значительно

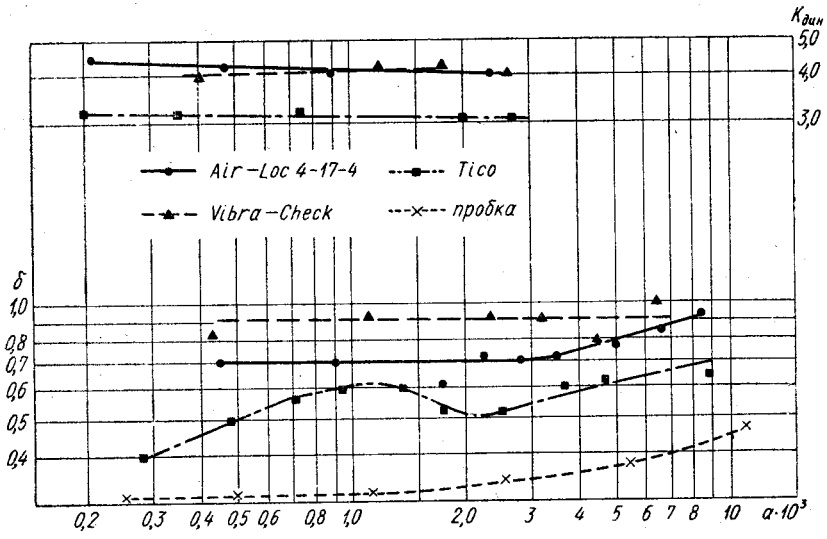


Рис. 14. Амплитудные зависимости $K_{дин}$ и δ для пробки и пластмасс

уменьшаются амплитуды колебаний как при вынужденных, так и при свободных колебаниях, что приводит к уменьшению колебательной энергии, пропорциональной квадрату амплитуды, и соответственно к уменьшению тепловыделения. Кроме того, резины на бутилкаучуке, имеющие наибольшее демпфирование, являются одними из наиболее теплостойких. Повышенное демпфирование вредно лишь в быстроходных компенсирующих устройствах, где амплитуда деформации задана и не зависит от примененного материала.

Пластические массы применяют в АВУ станков пока в небольшой степени по нескольким причинам. Во-первых, демпфирование в большинстве пластмасс недостаточно ($\delta \leqslant 0{,}15 \div 0{,}3$), кроме полихлорвинила, для которого $\delta = 0{,}9 \div 1{,}0$; во-вторых, модуль упругости пластмасс обычно слишком велик (соответствует твердости по твердомеру Шора $H > 80$) или слишком мал

(для пенопластов), $K_{дин}$ также весьма велик (обычно $K_{дин} > 3$); в-третьих, характеристики пластмасс недостаточно изучены (в частности, динамические характеристики и характеристики старения). В соответствии с этим для АВУ применяют в основном виниловые пластмассы в «чистом» виде, например в динамических гасителях колебаний, а также прокладки, армированные стекловолокном или джутовым волокном. На рис. 14 показаны динамические характеристики двух распространенных видов пластмассовых прокладок на виниловой основе и пробковой прокладки в зависимости от амплитуды колебаний. Жесткость прокладок Эйр-Лок и Вибра-Чек $k_z \approx 20$ *кГ/см²·мм*, допустимая нагрузка $P_{max} = 10$ *кГ/см²*.

Глава II. УПРУГИЕ И КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ ДЛЯ ПРИВОДНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Назначение упругих элементов в приводных механизмах может быть двояким, что накладывает отпечаток на их конструкцию и принципы выбора.

1. Если из-за неудачного сочетания параметров технологического силового воздействия на привод и его динамических характеристик в приводе развиваются интенсивные крутильные колебания, недопустимые в отношении возникающих при этом динамических перегрузок или неравномерности вращения какого-либо звена, в привод вводят упруго-демпфирующие элементы (УДЭ), направленным образом изменяющие его динамические характеристики. УДЭ могут включаться в систему привода последовательно и участвовать в передаче рабочих нагрузок (муфты, передачи с упругими звеньями и т. п.) или параллельно, как ответвление динамической системы привода, и не участвовать в передаче рабочих нагрузок (демпферы, динамические гасители колебаний).

2. Если оси номинально соосновращающихся деталей фактически не совпадают (из-за технологических погрешностей, из-за деформаций несущих элементов машины и т. п.), между ними устанавливаются компенсирующие элементы (КЭ), например муфты, имеющие малую жесткость в тех линейных или угловых направлениях, в которых требуется компенсация. Применение КЭ позволяет уменьшить нагрузки на подшипники, уровень вибраций машины и т. п. Элементы кинематических цепей станков обрабатываются обычно с высокой точностью, поэтому возможные несоосности сравнительно малы (кроме случаев, когда регулирование положения рабочего органа, например шпинделя, осуществляется его радиальным смещением относительно оси приводного вала, например, в планетарно-фрезерных, планетарно-шлифовальных, вихрекопировальных станках). Однако и при малых несоосностях возникающие радиальные и угловые усилия отрицательно влияют на точность и шероховатость обработки. Важная

область применения КЭ — передача крутящего момента на разгруженный шпиндель от приводного элемента (шкив, зубчатое колесо).

Во многих случаях упругие элементы должны сочетать в себе упруго-демпфирующие и компенсирующие характеристики, хотя в некоторых случаях компенсирующие элементы должны иметь высокую крутильную жесткость. Обычно одни и те же элементы применяют и в качестве УДЭ и в качестве КЭ, однако их конструктивные параметры должны выбираться в зависимости от конкретных требований.

Последовательные упруго-демпфирующие элементы. Улучшение динамических характеристик привода при введении последовательных УДЭ определяется несколькими факторами:

1) *Изменением (уменьшением) крутильной жесткости привода*, вследствие чего изменяются и его собственные частоты. Если до введения УДЭ привод работал в условиях резонанса, то изменением собственных частот можно отстроиться от резонанса; при этом динамические нагрузки и крутильные колебания существенно уменьшаются.

Приводы станков, в особенности универсальных, могут работать в разнообразных технологических условиях (с разными числами оборотов шпинделя, с разным числом зубьев инструмента, обрабатывать детали различной конфигурации). При этом частоты возмущающих воздействий на привод и собственные частоты его динамической системы меняются в широких пределах, и простой сдвиг собственных частот привода может привести к тому, что резонанс возникает при других технологических условиях, но его вероятность не уменьшится. Так, для привода фрезерного станка уменьшение собственной частоты привода целесообразно на высших ступенях $n_{шп}$; на низких $n_{шп}$ это может принести вред (см. гл. II раздела V). Сдвиг собственных частот привода может оказаться целесообразным в специальных станках с узкими диапазонами технологического использования. Если привод работает в дорезонансной области, то увеличение крутильной податливости приводит к увеличению амплитуд крутильных колебаний и неравномерности вращения.

2) *Увеличением демпфирующей способности привода*, вследствие применения в муфте материала с высоким внутренним демпфированием. При увеличении демпфирования привода без изменения его крутильной жесткости уменьшается амплитуда крутильных колебаний при резонансе и в околорезонансной зоне. Увеличение демпфирования особенно целесообразно при широком частотном спектре возмущающих воздействий на привод, в частности для приводов универсальных станков. Влияние элемента на общее рассеяние энергии в приводе тем больше, чем больше относительное рассеяние энергии в этом элементе, амплитуда колебаний (или амплитуда упругого момента) в этом элементе и

его податливость (см. гл. II раздела V). Таким образом, для наибольшей эффективности УДЭ должен быть изготовлен из материала с возможно большим внутренним рассеянием энергии, иметь наибольшую допустимую (по условиям обеспечения заданной собственной частоты) податливость и располагаться на участке системы, в котором амплитуды колебаний наибольшие (по данным динамического расчета привода, см. гл. II раздела V).

3) *Увеличением степени нелинейности упругой характеристики* приводного механизма. При нелинейной упругой характеристике динамическая система автоматически отстраивается от резонанса тем в большей степени, чем круче нелинейность, т. е. чем больше относительное изменение жесткости системы при перемещении (закручивании), равном амплитуде колебаний. При малом демпфировании, при относительном изменении жесткости на 30% (изменение собственной частоты на 15%) резонансная амплитуда уменьшается на 70%; при относительном изменении жесткости на 100% (изменение собственной частоты на 40%) резонансная амплитуда уменьшается на 85%.

В приводах станков муфта с целью уменьшения ее габаритов устанавливается в той части кинематической цепи, которая на всех ступенях скорости выходного звена (шпинделя, стола) вращается со сравнительно большой скоростью и малым крутящим моментом. Поскольку на низших ступенях скорости выходного звена установленная мощность используется неполностью, абсолютные значения крутящего момента и амплитуд крутильных колебаний на быстроходном валу невелики, т. е. нелинейность муфты сказывается слабо. Кроме того, на низких ступенях $n_{шп}$ роль муфты в балансе крутильной податливости невелика и ее нелинейность не может существенно сказываться на динамических процессах в приводе. Однако именно на низших ступенях $n_{шп}$ на близких к шпинделю валах могут действовать интенсивные перегрузки, вызванные крутильными колебаниями, опасные для прочности деталей и приводящие к повышенному шуму. На чистовых режимах обработки (высокие ступени скорости, малые режимы) амплитуды колебаний на муфте также весьма малы.

Для того чтобы нелинейная муфта заметно влияла на динамические характеристики привода станка, необходима весьма высокая степень нелинейности. Применение на быстроходных валах универсальных станков муфт, нелинейная характеристика которых создается введением предварительного натяга, в результате чего жесткость муфты скачком изменяется при достижении определенного значения крутящего момента, по указанным выше причинам нецелесообразно; такие муфты могут оказаться полезными для борьбы с пиковыми перегрузками, возникающими при включении двигателя.

Компенсирующие элементы. Основное назначение КЭ — уменьшать передачу радиальных, реже угловых, еще реже осевых нагрузок на сопрягаемые валы. Основная характеристика КЭ — соотношение между величиной передаваемой полезной нагрузки (окружная сила или крутящий момент) и нагрузки на сопрягаемые валы при заданной величине несоосности или соотношение крутильной жесткости и жесткости в направлении компенсации. Для формулирования основного критерия качества КЭ целесообразно рассмотреть типичную конструкцию — муфту с упругой резиновой звездочкой (рис. 15).

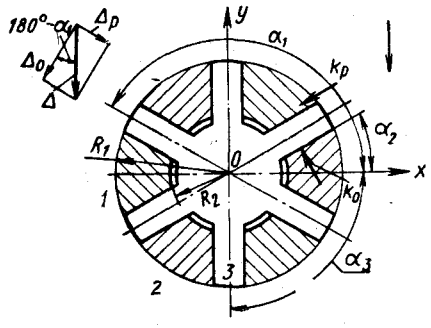


Рис. 15. Схема работы муфты с упругой звездочкой

На рис. 15 полумуфты *1* и *2* связаны с соединяемыми валами. Деформация каждого луча независима от деформации остальных лучей; жесткость луча на сжатие (в направлении окружной силы) — k_o; жесткость на сдвиг (в радиальном направлении) — k_p; смещение осей соединяемых валов (несоосность) — e; принято, что несоосность имеется только в направлении оси OY. Индексы o и p относятся соответственно к проекциям в окружном (тангенциальном) и радиальном направлениях. Звездочка *3* имеет четное количество лучей z; половина лучей $n=\frac{z}{2}$ (1, 3, 5...) работают при вращении в прямом направлении, а лучи 2, 4, 6... — в обратном. Для i-го луча

$$e_{o_i}=e\cos\alpha_i;\qquad e_{p_i}=e\sin\alpha_i;$$

$$P_{o_i}=k_o e_{o_i}=k_o e\cos\alpha_i;\qquad P_{p_i}=k_p e_{p_i}=k_p e\sin\alpha_i;$$

$$P_{x_i}=-P_{o_i}\sin\alpha_i+P_{p_i}\cos\alpha_i=-k_o e\sin\alpha_i\cos\alpha_i+k_p e\sin\alpha_i\cos\alpha_i=$$
$$=e(-k_o+k_p)\sin\alpha_i\cos\alpha_i;$$

$$P_{y_i}=P_{o_i}\cos\alpha_i+P_{p_i}\sin\alpha_i=k_o e\cos^2\alpha_i+k_p e\sin^2\alpha_i=$$
$$=e(k_o\cos^2\alpha_i+k_p\sin^2\alpha_i).$$

Усилия компенсации по осям OX и OY и соответствующие жесткости можно получить суммированием по всем рабочим лучам. Для четырехлучевой звездочки (два рабочих луча) $\alpha_{i+1}=\alpha_i+180°$;

$$\Sigma P_x=\frac{1}{2}e(k_p-k_o)[\sin 2\alpha+\sin(2\alpha+360°)]=$$
$$=e(k_p-k_o)\sin 2\alpha=-k_o\cdot\left(1-\frac{k_p}{k_o}\right)e\sin 2\alpha; \qquad (12)$$

$$\Sigma P_y=e\{k_o[\cos^2\alpha+\cos^2(\alpha+180°)]+k_p[\sin^2\alpha+\sin^2(\alpha+180°)]\}=$$
$$=2k_o e\left(\cos^2\alpha+\frac{k_p}{k_o}\sin^2\alpha\right);$$

$$P=\sqrt{(\Sigma P_x)^2+(\Sigma P_y)^2}=$$
$$=k_o e\sqrt{\left(1-\frac{k_p}{k_o}\right)^2\sin^2 2\alpha+4\left(\cos^2\alpha+\frac{k_p}{k_o}\sin^2\alpha\right)}=$$
$$=2k_o e\sqrt{\cos^2\alpha+\frac{k_p^2}{k_o^2}\sin^2\alpha},$$

т. е. является переменной как по величине, так и по направлению. Компенсационная жесткость муфты

$$\frac{P}{e}=2k_o\sqrt{\cos^2\alpha+\left(\frac{k_p^2}{k_o^2}\right)\sin^2\alpha}=k_{ком}. \qquad (13)$$

При количестве рабочих лучей $n\geqslant 3$

$$\Sigma P_x=\sum_{k=0}^{n-1}e(-k_p+k_o)\sin\left(\alpha+k\frac{360°}{n}\right)\cos\left(\alpha+k\frac{360°}{n}\right)=$$
$$=\frac{e}{2}(k_p-k_o)\sum_{k=0}^{n-1}\sin\left(2\alpha+2k\frac{360°}{n}\right)=0;$$

$$\Sigma P_y=e\sum_{k=0}^{n-1}\left[k_p\cos^2\left(\alpha+k\frac{360°}{n}\right)+k_o\sin^2\left(\alpha+k\frac{360°}{n}\right)\right]=$$
$$=e\sum_{k=0}^{n-1}\left[k_p\frac{1+\cos\left(2\alpha+2k\frac{360°}{n}\right)}{2}+k_o\frac{1-\cos\left(2\alpha+2k\frac{360°}{n}\right)}{2}\right]=$$
$$=\frac{n}{2}e(k_p+k_o).$$

Таким образом, при $z\geqslant 6$ суммарная радиальная сила P постоянна и направлена вдоль вектора смещения

$$k_{ком}=\frac{P}{e}=\frac{n}{2}(k_o+k_p); \qquad (14)$$

для муфт по нормали МН 13—58 $k_p/k_o\approx 0{,}26\div 0{,}3$; при изготовлении звездочки из резины большой твердости ($H\approx 70$) из-за влияния эффекта [11] $k_p/k_o\approx 0{,}5$.

Для определения крутильной жесткости принимаем, что форма эпюры нормальных давлений на луч звездочки — трапеция, непараллельные стороны которой направлены по радиусам. Радиус центра тяжести эпюры, т. е. плечо равнодействующей окружной силы $R_{ц.т}=\frac{2}{3}\left(R_1+R_2-\frac{R_1R_2}{R_1+R_2}\right)$; для муфт по нормали МН 13—58 $R_{ц.т}\approx 0{,}75\,R_{нар}$, где $R_{нар}=R_1$ — радиус наружной

поверхности муфты. При действии крутящего момента M полная окружная сила $P_o = \frac{M}{R_{ц.т}}$, на каждый рабочий луч действует сила $P_1 = \frac{P_o}{n}$; деформация луча равна $\delta_0 = \frac{P_1}{k_o} = \frac{M}{k_o n R_{ц.т}}$ угол поворота $\varphi = \frac{\delta_0}{R_{ц.т}} = \frac{M}{k_o n R^2_{ц.т}}$; крутильная жесткость $k_{кр} = \frac{M}{\varphi} = k_o n R^2_{ц.т}$. Отсюда

$$\frac{k_{ком}}{k_{кр}} = \frac{\sqrt{\cos^2\alpha + \left(\frac{k_p}{k_o}\right)^2 \sin^2\alpha}}{R^2_{ц.т}}; \quad \left(\frac{k_{ком}}{k_{кр}}\right)_{max} = \frac{1}{R^2_{ц.т}} \approx \frac{1{,}8}{R^2_{нар}}; \quad (z=4;\ n=2), \tag{15}$$

$$\frac{k_{ком}}{k_{кр}} = \frac{1+\frac{k_p}{k_o}}{2R^2_{ц.т}}; \quad \text{при } H = 40 \div 50 \quad \frac{k_{ком}}{k_{кр}} \approx \frac{0{,}65}{R^2_{ц.т}} \approx \frac{1{,}2}{R^2_{нар}};$$

$$\text{при } H = 65 \div 75 \quad \frac{k_{ком}}{k_{кр}} \approx \frac{0{,}75}{R^2_{ц.т}} \approx \frac{1{,}4}{R^2_{нар}}; \quad (z \geqslant 6;\ n \geqslant 3). \tag{15'}$$

Из этого рассмотрения можно сделать некоторые общие выводы. Во-первых, при одинаковой конструкции муфты и заданной величине крутильной жесткости компенсационная жесткость тем меньше, чем больше наружный радиус муфты; во-вторых, соотношение компенсационной и крутильной жесткости муфты можно характеризовать величиной $\frac{A}{R^2_{нар}}$, где A — коэффициент, характеризующий конструктивное совершенство компенсирующей муфты («критерий качества компенсации»); в-третьих, при использовании некоторых конструкций компенсирующих муфт на валы действует сила, изменяющаяся по направлению и величине при вращении, что крайне нежелательно.

Конструкция муфт, их расчет и применение. Известно множество конструкций компенсирующих и упруго-демпфирующих муфт, однако наиболее распространены муфты небольшого количества типов. Несущественные конструктивные различия в пределах типа вызваны обычно патентными соображениями.

Для рассмотрения конструкций удобно классифицировать муфты по принципу действия: А — компенсирующие муфты, в которых передача полезного крутящего момента и компенсация несоосностей разделены; Б — упругие муфты, в которых компенсация несоосности выполняется хотя бы частично, за счет того же вида деформации, что и передача полезной нагрузки. Муфты типа Б можно разделить на муфты с металлическими упругими элементами и муфты с неметаллическими (в основном резиновыми) упругими элементами. Муфты с резиновыми упругими элементами целесообразно классифицировать на муфты, в которых контакт между полумуфтами и упругим элементом происходит

по сплошной поверхности, и муфты, в которых контакт между полумуфтами и упругим элементом происходит по нескольким отдельным участкам.

А. К компенсирующим муфтам относятся шарнирные, зубчатые и крестово-кулисные.

Шарнирные муфты, или универсальные шарниры Кардана—Гука, применяют для соединения валов, расположенных под углом и (или) имеющих большие радиальные смещения. В станках шарнирные муфты применяют для привода переставных шпинделей в многошпиндельных сверлильных станках; для привода специальных приспособлений на фрезерных станках и т. п. Применяют одношарнирное и двухшарнирное соединения валов. Первый способ обеспечивает меньшие габариты, но приводит к значительной неравномерности вращения ведомого вала.

При двухшарнирном соединении ведомый вал вращается, теоретически, равномерно; допускается в 2 раза больший угол наклона валов; возможно радиальное смещение соединяемых валов. Однако из-за неизбежных погрешностей изготовления и взаимного расположения шарниров и наличия зазоров двухшарнирное соединение также не обеспечивает абсолютной равномерности вращения. К. п. д. одношарнирного соединения $\eta_1 = 1 - W$, двухшарнирного $\eta_2 = (1 - W)^2$, где $W \approx 1{,}3 \frac{r}{R} f \delta$, r — радиус цапфы; R — средний радиус шарнира; f — коэффициент трения в цапфах, δ — угол взаимного наклона валов. В станках обычно применяют шарниры скольжения ($f = 0{,}1$); применение шарниров качения увеличивает к. п. д., но существенно увеличивает также габариты шарнира, в частности, в связи с тем, что опоры качения используются в наиболее неблагоприятном режиме — качаний на небольшой угол. При соединении валов универсальными шарнирами на них действуют переменные изгибающие моменты; в плоскости, проходящей через оси соединяемых валов, $M_1 = M \operatorname{tg}\delta \cos^2\alpha$, в перпендикулярной плоскости $M_2 = M \operatorname{tg}\delta \sin\alpha \cos\alpha$, где M — передаваемый крутящий момент; α — угол поворота ведущего вала (приведены формулы для двухшарнирного соединения).

В станкостроении применяют универсальные шарниры по ГОСТу 5147—69, который регламентирует размеры и допускаемый крутящий момент $M_{доп}$ при соосных валах; при $\delta \neq 0$ $M_{доп} \approx \approx M_{доп}(1-\delta)$. Недостатками шарниров с опорами скольжения является необходимость смазки; защиты от загрязнений; неизбежные зазоры. Эти недостатки исключаются в конструкции на рис. 16*, в которой внешнее трение заменяется деформацией сдвига в тонких резиновых слоях резино-металлических втулок. Крутильная жесткость такой втулки (с одним слоем резины) относительно ее оси определяется деформацией сдвига резины.

* Авт. свид. № 217153, Ривин Е. И. Универсальный шарнир. «Бюллетень изобретений», № 15, 1968.

$k_{кр}=4\pi lG\frac{R_2^2}{1-\alpha^2}$, где $\alpha=\frac{R_2}{R_1}$; R_2, R_1 — наружный и внутренний радиусы резинового цилиндрического слоя; l — длина втулки; G — модуль сдвига резины. Жесткость втулки при сжатии в радиальном направлении [5]:

$$k_{рад}=\frac{\pi^5}{16}\cdot\frac{Gl(1+\alpha)\rho^2k_1}{(1-\alpha)(12k_1+\pi^2\rho^2)}, \qquad (16)$$

где $\rho=\frac{l}{R_1-R_2}$; $k_1\approx\frac{5(1+\alpha^2)}{(1-\alpha)^2}$. Радиальную жесткость втулки можно увеличить уменьшением толщины слоев и соответствующим увеличением их количества. Если суммарная толщина резины, а также наружный и внутренний радиусы втулки останутся неизменными, то мало изменится и крутильная жесткость втулки. Например, при $l=2$ *см*; $G=5$ *кГ/см*^{2}; $R_1=0{,}6$ *см*; $R_2=0{,}4$ *см* (т. е. $\alpha=0{,}67$); $k_{кр_1}=36$ *кГсм/рад*; $k_{рад_1}=4\,000$ *кГ/см*. Если втулку выполнить двухслойной ($R_1=0{,}6$ *см*; $R_2=0{,}5$ *см*; $R_3=0{,}4$ *см*), то $k_{кр_2}=40$ *кГ см/рад*; $k_{рад_2}=14\,200$ *кГ/см*, т. е. крутильная жесткость увеличилась в 1,1 раза, а радиальная — в 3,5 раза. Помимо устранения указанных выше недостатков традиционных конструкций универсальных шарниров, в конструкции на рис. 16 обеспечивается повышенный к. п. д. (потери энергии W в 5—25 раз меньше, чем в шарнирах трением скольжения) и обеспечивается (даже в одношарнирном соединении) возможность компенсации радиальных несоосностей, так как резино-металлические втулки имеют малую осевую жесткость и при радиальной несоосности соединяемых валов шарнир работает как крестово-кулисная муфта (см. ниже).

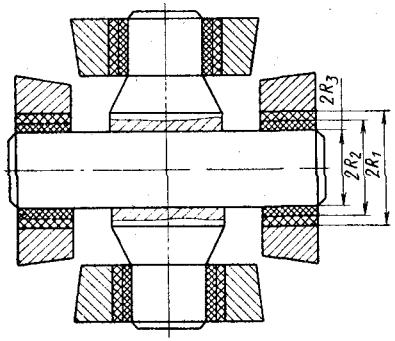


Рис. 16. Универсальный шарнир с резино-металлическими соединениями

Зубчатая муфта является универсальным шарниром, в котором поворот цапфы вилки относительно отверстия в полумуфте заменен взаимным обкатыванием выпуклых боковых поверхностей зубьев, что увеличивает к. п. д. из-за исключения трения скольжения, но ограничивает предельный угол перекоса (для муфт по ГОСТу 5006—55 величиной 45′ на одинарную муфту). Для компенсации как угловых, так и радиальных несоосностей применяют двойные зубчатые муфты, допускающие удвоенный угол перекоса $\gamma_{наиб}$; допустимое радиальное смещение валов $a_{наиб}=B\,\gamma_{наиб}$, где B — длина муфты; при одновременном радиальном смещении валов a и перекосе γ должно выполняться условие $\frac{a}{a_{наиб}}+\frac{\gamma}{\gamma_{наиб}}\leqslant 1$. Для увеличения компенсирующей способности иногда применяют муфты с зубчатыми колесами из пластмассы или проставочные втулки для увеличения B; в некоторых случаях (особенно в быстроходных приводах) концы соединяемых валов выполняют шлицевыми, а между ними устанавливают длинный торсионный валик. Надежная длительная работа зубчатых муфт без значительного износа зубьев по профилю и без шума обеспечивается при малых радиальных смещениях при условии хорошей смазки. Часто используется консистентная смазка, которая закладывается в соответствующим образом уплотненный корпус муфты. Для повышения компенсирующей способности зуб муфты выполняется бочкообразным.

Крестово-кулисные муфты (нормаль МН 2701—61) предназначены для компенсации радиальных несоосностей. В этих муфтах неподвижный вектор расстояния между осями валов раскладывается на две взаимно перпендикулярные компоненты (по направлениям кулачков или пазов на компенсирующем элементе) во вращающейся системе координат. Каждая компонента компенсируется перемещением промежуточного элемента (компенсатора) относительно одной из полумуфт. При вращении соединяемых валов со скоростью n *об/мин* центр компенсатора описывает окружность диаметром e (величина несоосности) со скоростью $2n$ *об/мин*.

Преимущества крестово-кулисных муфт: высокая крутильная жесткость, простота конструкции, малые диаметральные и осевые размеры; в отличие от шарнирных муфт — теоретически полная компенсация несоосности, без передачи усилий на опоры. Однако в обычных исполнениях такие муфты имеют недостатки, ограничивающие их применение. Во-первых, из-за большого коэффициента трения ($f=0{,}1\div 0{,}2$), обусловленного высокими удельными давлениями и трудностью качественной смазки, на опоры валов передаются весьма большие силы. Если окружная сила приложена на радиусе $0{,}7\,R_{нар}$, $f=0{,}15$, то сила, действующая на конец вала, $P=0{,}22\frac{M}{R_{нар}}$; при $D=2R_{нар}=9$ *см* допустимый момент по МН 2701—61 $M_{ном}=2500$ *кГсм*, $P=120$ *кГ*; это усилие не зависит от величины e. Во-вторых, при малых $e\leqslant\sim(5\div 10)\,10^{-4}D$ компенсация вообще не происходит; на валы при этом действует сила, соответствующая коэффициенту трения покоя, т. е. $P\approx\approx 0{,}33\frac{M}{R_{нар}}$. В-третьих, трущиеся поверхности изнашиваются, что приводит к увеличению зазоров; наблюдается повышенный шум. Центробежные силы, возникающие из-за вращения компенсатора с удвоенной скоростью, невелики. Так, при $D=9$ *см*, $n=1\,500$ *об/мин*, $e=1$ *мм* амплитуда центробежной силы $P_{ц.б}=4{,}2$ *кГ*, т. е. многократно меньше усилия компенсации. При использовании текстолитовых компенсаторов $P_{ц.б}$ уменьшается

приблизительно в 3 раза. Применение муфт при высоких скоростях ограничивается их быстрым нагревом. В прецизионных тихоходных приводах применяют крестово-кулисные муфты с направляющими качения, однако они сложны технологически и имеют меньшую нагрузочную способность.

Отмеченные недостатки исключены в конструкции на рис. 17*. В этой муфте фрикционный контакт между соответствующими поверхностями компенсатора и полумуфт заменяется контактом через многослойный резино-металлический элемент *1*, состоящий из чередующихся тонких слоев резины и металла. Такой элемент может иметь крайне высокую жесткость на сжатие k_z (сопоставимую с контактной жесткостью стыка хорошо обработанных металлических поверхностей) и в то же время весьма небольшую жесткость на сдвиг k_x (см. стр. 466); $\eta = \frac{k_z}{k_x} \leqslant 100$. При таком выполнении муфта сохраняет все преимущества крестово-кулисных муфт, однако передача усилий на опоры валов резко уменьшается, причем эти усилия не зависят от передаваемого момента, а определяются только величиной e. При 0,5 $M_{ном}$ это усилие в 15—20 раз меньше, чем в обычных крестово-кулисных муфтах, так как только часть работы деформирования резино-металлического элемента идет на нагрев муфты; необратимые потери энергии в такой муфте в 50—100 раз меньше, чем в муфте с фрикционным контактом, и ее к. п. д. $\approx 1{,}00$. Муфта компенсирует сколь угодно малые несоосности и не имеет мертвой зоны. Целесообразно использовать муфту с предварительным сжатием элементов *1*, что полностью исключает зазоры. Применение резино-металлических элементов исключает износ, потребность в смазке, снижает шум (по проведенным в ЭНИМСе испытаниям — до 10—13 *дб* при 1 500 *об/мин* по сравнению с обычными крестово-кулисными муфтами). В этой конструкции как полумуфты, так и компенсатор можно изготовлять из легких материалов, а также пустотелыми, что приводит к снижению центробежных сил в 3—5 раз по сравнению с обычным исполнением.

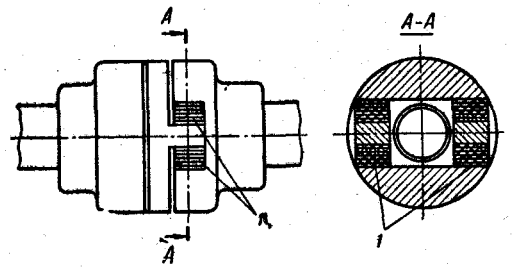


Рис. 17. Крестово-кулисная муфта со слоистыми резино-металлическими элементами

Б. **Упругие муфты.** Муфты с металлическими упругими элементами. Наиболее распространены муфты с плоскими пружинами и муфты со змеевидной пружиной.

* Авт. свид. № 190731, Ривин Е. И. Крестово-кулисная муфта, «Бюллетень изобретений», 1967, № 2.

Муфты с пакетами плоских пружин могут иметь радиальное или периферийное расположение пружин или их пакетов. В первом случае муфта имеет минимальную длину, но большой диаметр, периферийное расположение позволяет уменьшить диаметр за счет увеличения осевого размера. Демпфирование муфты определяется относительным скольжением пружин в пакете и проявляется только при больших амплитудах колебаний. Величина жесткости муфты легко регулируется вставлением или изъятием части пакетов пружин. Компенсирующая способность таких муфт крайне ограничена из-за большой величины k_p, см. формулу (14). Иногда вместо пакетов пружин применяют цельные упругие элементы (например, стальные спицы), а для улучшения компенсационных свойств эти элементы вставляют в гнезда с зазорами. Недостатками таких конструкций является повышенный износ спиц и гнезд и малое внутреннее демпфирование.

Муфты со змеевидными пружинами аналогичны муфтам с пакетами пружин. Однако из-за малого шага зубьев на полумуфтах и поэтому большого количества упругих элементов толщина пружин меньше, чем в муфтах с пакетами дисков. Это позволяет выполнять профиль зубьев, определяющий нелинейность муфты, более крутым и получить бо́льшую степень нелинейности (жесткость увеличивается быстрее, чем крутящий момент). Кроме того, муфты имеют некоторые компенсирующие свойства (допускается параллельное смещение валов до 0,006 D, где D — наружный диаметр муфты, угол перекоса до 1,25°). Недостатки муфт со змеевидными пружинами: большая технологическая сложность как изготовления (необходимость точного профиля и шага зубьев на полумуфтах), так и сборки муфт, вследствие чего их можно применять только при наличии централизованного выпуска; малое демпфирование.

Муфты с неметаллическими (резиновыми) упругими элементами находят все более широкое применение.

Муфты с упругим элементом, контактирующим с полумуфтами по сплошной поверхности. К ним относятся трубчатые и втулочные муфты, шинные муфты, муфты со сплошным диском. Передача крутящего момента осуществляется в основном деформацией сдвига резины.

Трубчатые муфты (рис. 18, *а*) применяют для передачи малых моментов. Увеличение рабочей длины a трубки повышает крутильную и радиальную податливость, однако быстро снижает допускаемую нагрузку, ограничиваемую продольной устойчивостью стенок трубы.

Втулочные муфты (рис. 18, *б*) имеют высокую крутильную и угловую (карданную), но малую радиальную податливость. Равномерное распределение напряжений в резине обеспечивается, если осевой размер l упругой втулки на радиусе r пропорционален

$\frac{1}{r^2}$; при этом крутильная жесткость муфты $k_{кр}=\frac{2\pi r_2^3 l_2 G K_{дин}}{\ln\frac{r_2}{r_1}}$; при большой закрутке упругая характеристика нелинейна. При постоянном, не зависящем от радиуса осевом размере втулки ($l_1=l_2=l$) $k_{кр}=\frac{4\pi l G K_{дин}}{\frac{1}{r_1^2}-\frac{1}{r_2^2}}$. Радиальная жесткость (при $l_1=l_2=l\ll r_1$; $\frac{r_2}{r_1}=1{,}0\div 1{,}5$)

$$k_{ком}=\frac{5\pi l G K_{дин}}{\ln\frac{r_2}{r_1}}\approx\frac{5\pi l G\left[\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2+1\right]K_{дин}}{\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2-1}.$$

Для типичных соотношений размеров муфт ($\frac{r_2}{r_1}=1{,}2\div 1{,}4$; $l\leqslant 0{,}5r_1$) критерий качества компенсации $A\approx 3{,}25$; для широких муфт ($l\geqslant r_1$) этот коэффициент существенно возрастает.

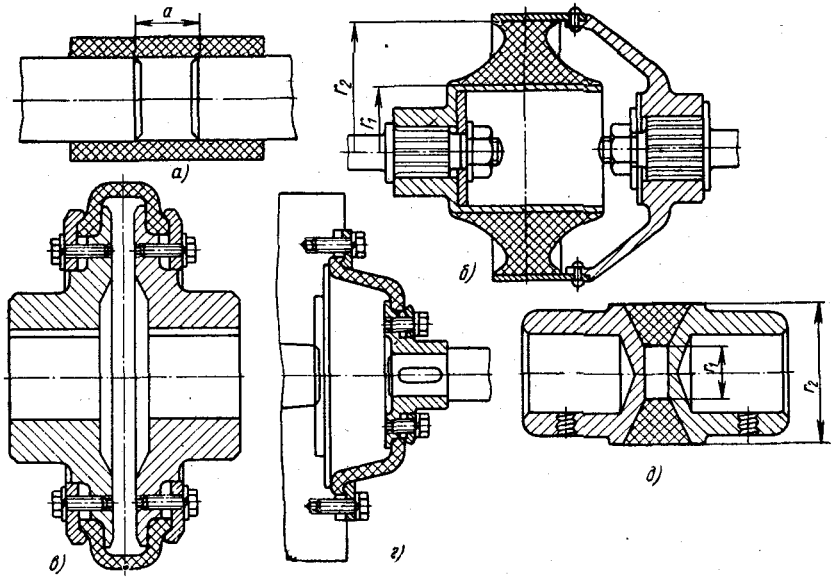


Рис. 18. Муфты с резиновым упругим элементом, контактирующим с полумуфтами по сплошной поверхности:
а — трубчатая муфта; *б* — втулочная; *в* — шинная; *г* — фланцевая; *д* — с коническим диском

Известны втулочные муфты на крутящий момент до 100—130 *кГм*; муфты малых размеров допускают закручивание до 35°, карданный угол — до 30°, радиальные смещения валов до 3 *мм*, осевое смещение до 25 *мм*.

Шинные муфты (рис. 18, *в*) имеют торообразный тонкостенный упругий элемент, обычно армированный кордом, так что крутящий момент воспринимается в основном за счет растяжения кордных нитей [10]. В неответственных случаях применяют муфты без корда. Несущая способность ограничивается возможностью потери устойчивости оболочки. Муфта хорошо работает при различных видах смещения валов (по данным фирмы «Штромаг», предельное закручивание шинных муфт Перифлекс 5—6° для малых, до 10—12° для больших размеров; карданный угол — до 4°; радиальное смещение — до 4 *мм*; осевое смещение — до 8 *мм*; для муфт по нормали МН 5809—65 соответственно 2,5; 5; 2°; 2 *мм*; 4 *мм*), однако сравнительно высокая компенсирующая способность достигается большим диаметральным размером (см. рис. 20). Для шинных муфт $A\approx 0{,}7$ (независимо от наличия корда).

Для работы при высоких скоростях при необходимости высокой податливости применяют модификацию шинной муфты — фланцевую (рис. 18, *г*) с упругим элементом из полиуретановой резиноподобной высокопрочной пластмассы «вулколлан». Для таких муфт угол закручивания при номинальном моменте 10—20°; допустимая скорость вращения при $D=230$ *мм* и $M_{ном}=25$ *кГм* — 4000 *об/мин*.

Муфты с коническим диском (рис. 18, *д*) широко применяют из-за простоты конструкции. В коническом диске обеспечено равномерное распределение напряжений. Эти муфты допускают радиальные смещения до 3 *мм*, карданные углы до 5°, углы закручивания 18—60°. Осевые смещения до 20% от толщины диска — на сжатие, до 5% — на растяжение. Муфты выполняют цельными (рис. 18, *д*); в больших размерах ($M_{ном}\geqslant 10$ *кГм*) предусматриваются сменные упругие вставки. Крутильная жесткость $k_{кр}=\frac{2\pi K_{дин} G r_2\,(r_2^3-r_1^3)}{3b_2}$; $A\approx 1{,}7$, где b_2 — ширина упругого элемента на радиусе r_2.

Муфты, в которых полумуфты и упругие элементы контактируют по отдельным участкам. В этих муфтах передача крутящего момента происходит в основном за счет сжатия резины. К этой группе относятся пальцево-дисковые муфты, втулочно-пальцевые муфты, муфты с упругими резиновыми звездочками и с резиновыми блоками.

Пальцево-дисковые муфты состоят из резинового или резинотканевого диска или кольца с концентрично расположенными отверстиями, в которые через один входят стальные пальцы, имеющиеся на полумуфтах (рис. 19, *а*). Отверстия в диске можно армировать как по цилиндрическим, так и по торцовым поверхностям (рис. 19, *а*). Армировка диска повышает его износостойкость, но также повышает жесткость как крутильную, так и в радиальном, осевом и угловом направлениях. Крутильная жесткость муфты [22] $k_{кр}=a\frac{K_{дин} G z R^2 b}{\ln\frac{K-r}{r}}$

где G — модуль сдвига резины; z — количество отверстий в диске; R — радиус окружности центров пальцев; r — радиус пальца; a=16 при наличии армировки, a=13 — без армировки. Для пальцеводисковых муфт $A \approx 1{,}0$. Муфты могут компенсировать угловую несоосность валов до 1°.

Втулочно-пальцевые муфты (рис. 19, *б*), нормаль МН 2096—64, широко распространены в отечественнной промышленности. Муфты имеют средние габариты, сравнительно высокую крутильную и радиальную жесткость. При компенсации угловых (карданных) несоосностей муфта аналогична универсальному шарниру (при

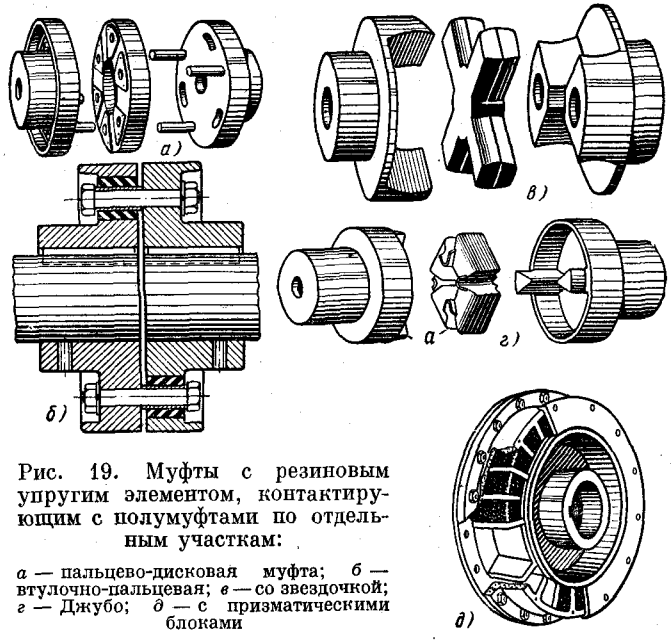


Рис. 19. Муфты с резиновым упругим элементом, контактирующим с полумуфтами по отдельным участкам:

а — пальцево-дисковая муфта; *б* — втулочно-пальцевая; *в* — со звездочкой; *г* — Джубо; *д* — с призматическими блоками

малых несоосностях). К втулочно-пальцевым муфтам применимы закономерности, выведенные на стр. 476—478. Крутильная жесткость муфт ([22] раздела V) $k_{кр} \approx 280 K_{дин} G d_{max}^3$, где d_{max} — наибольший для данного номера муфты диаметр соединяемых валов в *см*; $A = 2{,}0$. Упругая деформационная характеристика нелинейна, показатель степени $n \approx 0{,}5 \div 0{,}75$.

В муфтах с резиновой звездочкой (рис. 19, *в*, *г*) крутящий момент передается сжатием лучей звездочки, которые имеют относительно большие размеры и жесткость. В результате при заданном номинальном моменте муфты имеют минимальные габариты. Компенсирующая способность сравнительно плохая как из-за большой величины критерия A (см. стр. 478), так и из-за малого диаметра муфты. Существенный недостаток при $z = 4$ — переменная радиальная жесткость при вращении, что вызывает дополнительную колебательную нагрузку на опоры валов. Для улучшения компенсационной способности целесообразно выполнять звездочки из мягкой резины и выполнять $z = 6$. Крутильная жесткость муфт по нормали МН 13—58 (рис. 19, *в*) $k_{кр}=4{,}5 K_{дин} GD^{2{,}6}$ ($z = 4$); $k_{кр} = 10 K_{дин} GD^{2{,}6}$ ($z = 6$), где D — наружный диаметр муфты ([22] раздел V). По МН 13—58 допустимые: угол закручивания 5°, радиальная несоосность валов 0,2 *мм*; угол перекоса валов 1,5°.

В модификации муфты со звездочкой — муфте Джубомак — (рис. 19, *г*) толщина луча значительно увеличена за счет уменьшения толщины кулачков на полумуфтах; выступающие закраины a резины исключают соприкосновение торцовых поверхностей лучей звездочки с ограничивающими поверхностями полумуфт, что облегчает выпучивание резины по этим поверхностям. Звездочка выполнена из очень мягкой резины с высоким демпфированием, полумуфты — из легкого алюминиевого сплава. Это значительно снижает крутильную жесткость муфты (с соответствующим улучшением компенсирующих свойств) и ее момент инерции. Угол закручивания муфты при нормальном моменте 15°, при максимальном моменте — до 25°; допустимый перекос валов (карданный угол) — до 3°; осевые смещения от —1 до +3 *мм*.

Муфты с резиновыми блоками (рис. 19, *д*) аналогичны муфтам с резиновой звездочкой. Такие муфты применяют для передачи больших нагрузок в тех случаях, когда не требуется большая податливость как крутильная, так и в направлениях компенсации. Часто такие муфты применяют вместо кулачковых и зубчатых с целью исключения зазоров (блоки вставляются с предварительным натягом такой величины, чтобы он не снимался полностью даже при максимальных нагрузках), снижения уровня шума, обеспечения равномерной работы всех зубьев. Для увеличения крутильной податливости в качестве блоков иногда применяют резиновые шары или ролики. Угол закручивания таких муфт при номинальном моменте — около 10°; характеристика существенно нелинейная. Для этих муфт справедливы зависимости (15), т. е. $A \approx 1{,}2 \div 1{,}8$.

На рис. 20 показаны сравнительные характеристики основных типов муфт в зависимости от $M_{ном}$: наружный диаметр D, маховой момент GD^2, крутильная и радиальная жесткости $k_{кр}$ и $k_{ком}$. Если от муфты требуются одновременно хорошие демпфирующие и компенсирующие характеристики (т. е. большая податливость в окружном и радиальном направлениях при заданном $M_{ном}$), то наилучшими для приводов станков следует признать модифицированную муфту с резиновой звездочкой (типа Джубомак) и муфту с резиновым коническим диском, однако первый тип является более надежным в случае возможного возникновения больших пиковых перегрузок. Основной недостаток шинных муфт —

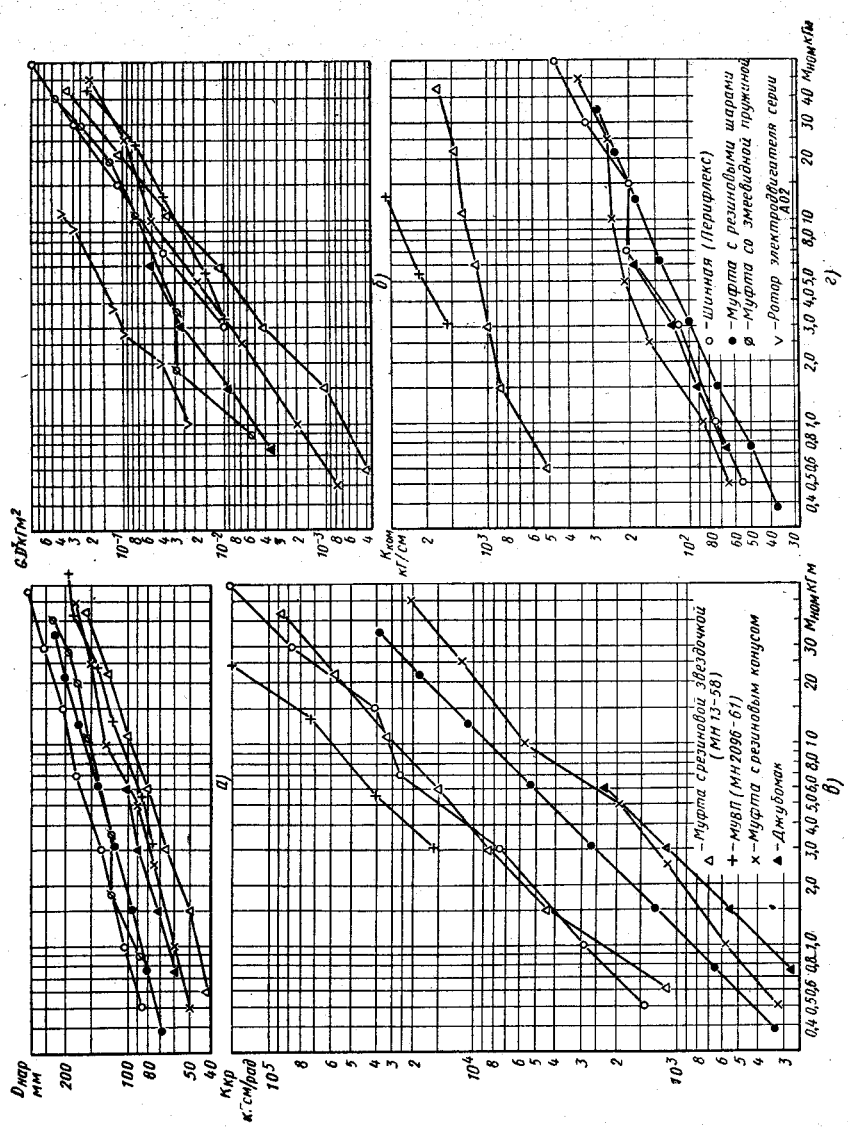


Рис. 20. Сравнительные характеристики соединительных муфт (в зависимости от номинального крутящего момента $M_{ном}$):

а — наружный диаметр в см; *б* — маховой момент GD^2; *в* — крутильная жесткость $k_{кр}$ в *кГсм/рад*; *г* — радиальная жесткость $k_{ком}$ в *кГ/см*

большие диаметральные размеры; по жесткостным характеристикам эта муфта существенных преимуществ не имеет. Муфты со змеевидной пружиной имеют большие диаметральные габариты, большой маховой момент и малое демпфирование; основное преимущество — существенную нелинейность характеристики — можно использовать в приводах с узким диапазоном регулирования чисел оборотов (в специальных станках). Поскольку в приводах станков муфта располагается обычно на валу электродвигателя, большой маховой момент (сравнимый с маховым моментом ротора двигателя) является нежелательным, так как уменьшает динамическую связанность электромагнитной системы двигателя и механической системы привода (см. гл. II раздел V), что приводит к уменьшению демпфирования привода.

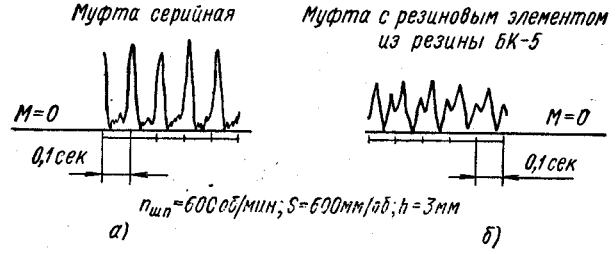


Рис. 21. Влияние материала упругого элемента муфты на динамические нагрузки в приводе фрезерного станка (станок 6Н13ПБ: $D_{фр} = 150$ *мм*; $z = 4$)

а — станок с серийной муфтой; *б* — то же, упругий элемент из бутиловой резины

В муфтах с резиновым упругим элементом независимо от конструкции следует стремиться к использованию резины с возможно бо́льшим демпфированием. Большое рассеяние энергии в материале упругого элемента, не ухудшая компенсирующих характеристик муфты и не изменяя значений собственных частот динамической системы, позволяет существенно улучшить динамику приводного механизма (см. стр. 39). На рис. 21 показаны моменты в приводе фрезерного станка мод. 6Н13ПБ при резании. Замена упругого элемента муфты из резины, имеющей логарифмический декремент $\delta \approx 0{,}4$, упругим элементом из резины на основе бутил-каучука ($\delta \approx 1{,}5$) без изменения податливости муфты ($e_м \approx 20 \cdot 10^{-6}$ *рад/кГсм*, суммарная податливость кинематической цепи $e_\Sigma \approx 180 \cdot 10^{-6}$ *рад/кГсм*) позволяет снизить максимальное значение момента в $\sim 1{,}8$ раза.

В тех случаях, когда нужно обеспечить совершенную компенсацию несоосностей без введения дополнительной крутильной податливости в систему (например, в приводах шпинделей шли-

фовальных станков), целесообразно применять муфты с разделением функций компенсации и передачи крутящего момента, в частности крестовокулисную муфту с тонкослойными резино-металлическими элементами.

Глава III. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ВИБРОИЗОЛЯЦИИ СТАНКОВ

Цель виброизоляции прецизионных станков — обеспечить, чтобы колебания между инструментом и заготовкой и (или) в измерительной системе при заданных колебаниях основания не превышали допустимых величин.

Виброизолирующая установка станков нормальной точности применяется для упрощения монтажа и перестановки станков благодаря исключению жесткого крепления к основанию; изоляции внешних ударных и вибрационных воздействий большой интенсивности; изоляции от близко расположенного особо точного оборудования; уменьшения шума в производственных и смежных помещениях. Цель виброизоляции виброактивных станков — уменьшение передачи динамических нагрузок на основание и исключение смещений станка. В особую группу следует выделить станки, устанавливаемые на перекрытиях с малой динамической жесткостью, имеющих повышенный уровень колебаний. Во всех случаях непременным условием является сохранение работоспособности станка, т. е. паспортной геометрической точности, возможности обработки на всех режимах, допускаемых конструкцией и т. п.

Виброизоляцию можно осуществлять как непосредственной установкой станка на упруго-демпфирующие элементы (виброизолирующие опоры), так и с использованием вспомогательных устройств (фундаментные блоки, опорные плиты и т. п.). В большинстве случаев виброизоляции станков необходимо решать противоречивую задачу: обеспечить минимальную передачу вибраций (т.е. минимальные собственные частоты системы, что связано с большими статическими деформациями опор) при максимальной устойчивости станка по отношению к воздействиям со стороны оператора и к ударам при работе вспомогательных механизмов самого станка. Эта задача решается рациональным выбором и расчетом системы виброизоляции (т. е. типа и расположения виброизолирующих опор и вспомогательных устройств) и применением средств виброизоляции (виброизолирующих опор) с оптимальными характеристиками.

Системы виброизоляции. В предположении, что внутренние парциальные частоты станка со вспомогательными устройствами, а также несущих конструкций (пола), на которых установлен станок, — существенно выше, чем собственные частоты системы станок —виброизолирующие опоры — пол, эта система, называемая ниже системой виброизоляции, имеет шесть степеней свободы — поступательные движения по трем осям и вращения относительно этих осей. При составлении уравнений движения оси координат можно принять совпадающими с главными центральными осями инерции, поскольку направления главных осей инерции для большинства станков близки к направлениям основных конструктивных осей станка. Главные оси опор также обычно параллельны осям координат.

Уравнения движения связаны между собой координатной и скоростной связью по всем шести координатам [13], однако из-за относительной малости демпфирующих членов скоростной связью можно пренебречь. Связанность отдельных форм колебаний можно исключить, рассматривая движение упруго-опертого тела в нормальных координатах, однако обычно особое значение имеет так называемая естественная система координат, в которой ось z — вертикальная, оси x, y направлены соответственно в продольном и поперечном направлениях.

В этой системе координат связанность колебаний нежелательна, особенно между вертикальным и горизонтальным направлениями. Во-первых, при этом затруднены расчеты системы виброизоляции; во-вторых, при изоляции прецизионных станков большие колебания пола в вертикальном направлении при наличии связанности приводят к появлению колебаний в направлениях наибольшей чувствительности станков к колебаниям (горизонтальных); аналогично, вертикальные удары при работе долбежного станка могут привести к опасному раскачиванию станка в горизонтальных направлениях [13]. Уменьшения связанности можно достичь наложением некоторых условий на параметры системы виброизоляции. Так, связанность вертикальных колебаний (z) с другими формами исключается, если

$$\sum_i k_z a_x = 0; \quad \sum_i k_z a_y = 0. \tag{17}$$

При выполнении условий

$$\sum_i k_z a_x = 0; \quad \sum_i k_z a_y = 0; \quad \sum_i k_x a_y = 0;$$

$$\sum_i k_y a_x = 0; \quad \sum_i k_z a_x a_y = 0 \tag{18}$$

несвязанными будут координаты z и γ и будут две пары связанных координат в вертикальных плоскостях: x, β и y, α. Если, кроме условия (18),

$$a_z = 0, \tag{19}$$

то все шесть координат будут независимыми.

В этих уравнениях k_x, k_y, k_z — коэффициенты жесткости опор в соответствующих направлениях; a_x, a_y, a_z — координаты опор; α, β, γ — угловые координаты (вращения относительно осей x, y, z, соответственно); i — номер опоры.

Условия (17) выполняются, если k_z пропорциональны приходящимся на каждую опорную точку весовым нагрузкам. Первые четыре условия (18) выполняются, если, кроме этого, для всех опор $\frac{k_{z_i}}{k_{x_i}} = \eta_{x_i} = \text{const}$; $\frac{k_{z_i}}{k_{y_i}} = \eta_{y_i} = \text{const}$ $(i = 1, 2\ldots)$; пятое условие (18) выполняется, если система виброизоляции имеет также хотя бы одну (вертикальную) плоскость симметрии. Условие (19) выполняется, если все опоры находятся в плоскости, проходящей через центр тяжести установленной машины.

Из-за неизбежных погрешностей (расчетных и технологических) величин $k_{x,y,z}$, $a_{x,y,z}$, неточности определения центра тяжести машины, отклонений в распределении масс внутри машины и т. п. реализация условий (17), (18), (19) возможна только приближенно, что приводит к появлению связанных колебаний в системе. Из-за сложности динамического расчета полной системы уравнений влияние отклонений от условий (17—19) целесообразно оценить на упрощенных моделях.

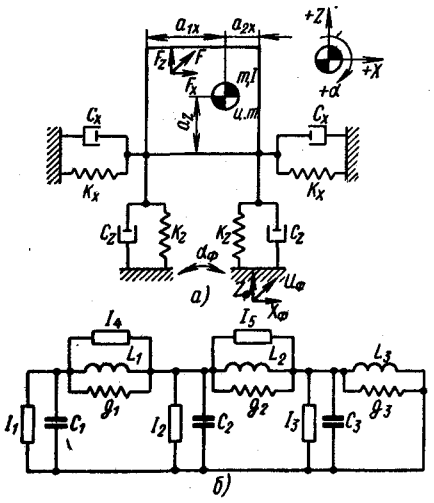


Рис. 22. Электромеханическая аналогия упругой подвески твердого тела с тремя степенями свободы:

а — механическая схема; *б* — электрическая схема

На рис. 22, *а* показана схема виброизоляции тела массы m с моментом инерции I_y с тремя степенями свободы (плоская система виброизоляции), на рис. 22, *б* — электрическая схема замещения этой системы [13].

На рис. 23 показаны амплитудно-частотные характеристики системы на рис. 22, *а*, параметры которой соответствуют параметрам токарного станка мод. 1К62 и типичны для систем виброизоляции станков. При точном выполнении условия (18), что соответствует $\frac{a_{1x}}{a_{2x}} = 1$, возбуждение системы горизонтальной силой приводит к появлению связанных горизонтально-качательных колебаний в координатах x, β; вертикальные колебания отсутствуют. При $\frac{a_{1x}}{a_{2x}} = 1{,}2$ появляются вертикальные (z) колебания, имеющие резонансы на низшей собственной частоте горизонтально-качательных колебаний $f_{x,\beta}$ и на собственной частоте вертикальных колебаний f_z; максимальная амплитуда вертикальных колебаний в ~ 25 раз меньше максимальной амплитуды горизонтальных колебаний. При $\frac{a_{1x}}{a_{2x}} = 1{,}7$ картина аналогичная, но разница максимальных амплитуд вертикальных и горизонтальных колебаний всего в ~ 8 раз, и, кроме того, появляется резонанс горизонтальных колебаний на частоте f_z. При $\frac{a_{1x}}{a_{2x}} = 2{,}5$ вертикальные колебания имеют три резонансных частоты ($f_{x,\beta}$, f_z, $f_{\beta,x}$); амплитуда связанных вертикальных колебаний достигает уже $\sim 0{,}23$ от амплитуды горизонтальных колебаний. На основании такого рассмотрения можно, в первом приближении, допустить погрешность в определении величин ka в условиях (18), (19) в 1,5—1,7 раза

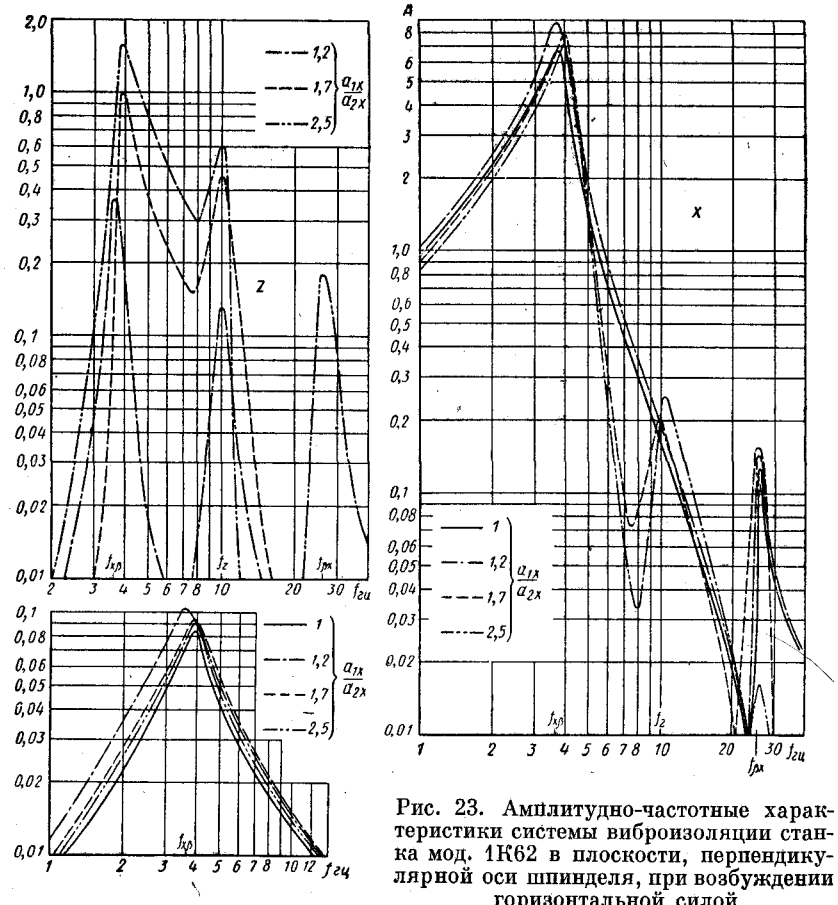


Рис. 23. Амплитудно-частотные характеристики системы виброизоляции станка мод. 1К62 в плоскости, перпендикулярной оси шпинделя, при возбуждении горизонтальной силой

($u = 0$; $F_z = 0$; $M_F = 0$; $G = 2300$ *кГ*; $I_y = 2760$ *кГ·смсек²*; $a_{1x} + a_{2x} = 70$ *см*; $a_z = 75$ *см*, $k_z = k_x = 5000$ *кГ/см*)

или $\pm$ (1,23 ÷ 1,3) раза относительно расчетных значений. Поскольку координаты a_x, a_y могут быть измерены с большой точностью, этот допуск можно полностью использовать на точность определения опорных реакций машины и точность реализации величин жесткости опор.

Величины собственных частот мало зависят от степени связанности координат. Основное значение для систем виброизоляции имеют собственная частота f_z вертикальных колебаний и низшие собственные частоты $f_{x,\beta}$, $f_{y,\alpha}$ связанных горизонтально-качательных колебаний [18]:

$$f_z = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\sum_i k_z}{m}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\sum_i k_z g}{G}} \approx 5\sqrt{\frac{\sum_i k_z}{G}};$$

$$f_{x,\beta};\ f_{y,\alpha} \approx \frac{0{,}95 f_z}{\sqrt{4\lambda^2_{x,y} + \eta_{x,y}}}, \qquad (20)$$

где $\lambda_{x,y} = \frac{a_z}{B_{x,y}}$; $B_{x,y}$ — расстояние между опорами в продольном, поперечном направлении соответственно. При $0 \leqslant \lambda \leqslant 1$; $0{,}25 \leqslant \eta \leqslant 4$ погрешность второй формулы (20) не превышает 10%.

Для реализации условий (17), (18) следует определить (расчетом или экспериментально) опорные реакции машины и установить под каждую опорную точку виброизолирующую опору с соответствующей величиной k_z, причем у всех используемых опор должны быть одинаковые величины $\eta_{x,y}$. При числе опорных точек $n > 3$ (статически неопределимая задача) и необходимо задаваться условиями перемещений (обычно предполагается, что опорные поверхности пола и станины — абсолютно ровные и жесткие плоскости). Первоначально принимаются, что жесткости всех опор одинаковы; так как жесткости опор должны быть пропорциональны величинам реакций, то может быть получено второе приближение величин опорных реакций с учетом различия величин жесткости. Обычно величины реакций второго приближения отличаются от величин первого приближения на 1—2%.

Недостатки этого способа: большая трудоемкость определения положения центра тяжести машины и величин опорных реакций; необходимость большой номенклатуры виброизолирующих опор с разными k_z и одинаковыми $\eta_{x,y}$; нарушение условий (17), (18) при перемещении тяжелого узла (например, стола) станка, изменении веса заготовки и т. п. — при этом изменяется распределение нагрузок по опорам, т. е. возникает нежелательная связанность колебаний и может произойти перегрузка некоторых опор.

Другой способ — применение опор с нелинейной деформационной характеристикой, жесткость которых пропорциональна

приложенной весовой нагрузке, т. е. $k_{z_i} = AG_i$. Так как $f_z = 5\sqrt{\frac{k_z}{G}}$, то при этом $f_z = \text{const}$, из-за чего такие опоры называют «равночастотными» [13]. Равночастотная характеристика реализуется обычно в некотором диапазоне, ограниченном минимальной $G_{\min}$ и максимальной $G_{\max}$ нагрузками. Для таких опор автоматически удовлетворяются условия (19); если, кроме того, в диапазоне $G_{\min} \leqslant G \leqslant G_{\max}$, $\eta_{x,y} = \text{const}$, то выполняются четыре левых условия (18). При использовании равночастотных опор указанные выше недостатки первого способа полностью исключаются.

Из-за неизбежных неровностей полов промышленных зданий, сравнимых по высоте с осадкой опор (Δ) под действием весовой нагрузки (при $f_z = 20$ *гц* $\Delta = 0{,}63$ *мм*; при $f_z = 10$ *гц* $\Delta = 2{,}5$ *мм*), а также из-за деформаций станины и опорной поверхности пола распределение нагрузки между опорами нарушается. Если при использовании опор с линейной деформационной характеристикой все опоры нагружены, т. е. на каждую приходится хотя бы небольшая часть веса машины, то условия (17), (18) не нарушатся, так как в них фигурируют не нагрузки, а величины жесткости, которые не зависят от нагрузки. Таким образом, для правильной работы системы требуется установить опоры с помощью регулирующих устройств так, чтобы все они воспринимали нагрузку. При использовании равночастотных опор при подстановке в соответствующие уравнения (17) и (18) условий $k_{z_i} = AG_i$, $k_{x_i} = \frac{AG_i}{\eta_x}$, $k_{y_i} = \frac{AG_i}{\eta_y}$ они превращаются в уравнения моментов реакций относительно осей X и Y, выполняющиеся тождественно независимо от количества нагруженных опор. Поэтому при установке машины на равночастотных опорах достаточно выверить машину в соответствии с условиями ее эксплуатации, не заботясь о том, все ли опоры нагружены.

При установке станков (машин) непосредственно на опоры условие (19) обычно невыполнимо, однако к его выполнению следует стремиться при установке машин на виброизолированные фундаменты, когда a_z можно регулировать выбором формы и размеров фундаментного блока.

На параметры системы виброизоляции оказывают влияние также необходимость обеспечения наибольшей эффективной жесткости станины и уменьшения наклонов станка при перемещении тяжелых узлов.

Жесткость опорных устройств существенно влияет на деформации в системе СПИД, однако значительное влияние оказывает и расположение опор. Оптимальной является установка станка на три правильно расположенные опорные точки. При этом жесткость опорных устройств и длительное сохранение уровня установки не оказывает влияние на эффективную жесткость станка.

На рис. 24, *а*, *б* [14] показаны схемы расположения опор под станинами круглошлифовальных станков Шаут AR 1 500 (*б*) и 3Б151 (*а*), в табл. 1 — результаты испытаний, которые показывают, что при рациональном расположении и выборе количества опор эффективная жесткость станка при замене жесткой установки установкой на виброизолирующих опорах не уменьшается.

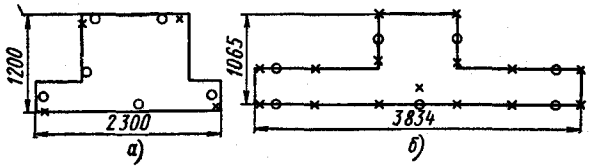


Рис. 24. Влияние количества и расположения опор на эффективную жесткость несущих систем станков:
а — станок мод. 3Б151; *б* — Schaudt AR1500

Таблица 1

Влияние способа установки станка на относительные деформации между столом и шлифовальной бабкой

Модель станка	Способ установки станка	Разность угловых деформаций в крайних положениях (в 0,01/1000)	
		Поперечные перемещения шлифовальной бабки	Продольные перемещения стола
AR 1500	15 клиновых башмаков (рекомендация изготовителя) (× на рис. 24, *б*)	2,5	1,0
	7 клиновых башмаков ○ на рис. 24,*б*	3,7	0,5
	7 упругих опор ○ на рис. 24,*б*	2,5	0,5
3Б 151	Станок подлит цементным раствором	2,2	5,5
	4 упругих опоры (× на рис. 24, *а*)	4,5	2,6
	6 упругих опор (○ на рис. 24, *а*)	0	0,2

Угол наклона станка на опорах при перемещении тяжелого узла [3]

$$\alpha = \pm \frac{12{,}5nK_{дин}\Delta L}{f_z^2 \sum a_{x_i}^2} \cdot \frac{G_i}{G}, \qquad (21)$$

где ΔL — путь перемещения (*см*) узла весом G_i (G — вес станка с фундаментом); a_{x_i} — расстояния от центра жесткости до i-й опоры в плоскости, параллельной направлению перемещения узла; n — количество опор.

Средства виброизоляции станков. Виброизоляция машин, имеющих достаточно высокую жесткость несущей системы, в большинстве случаев осуществляется установкой на виброизолирующие опоры или прокладки (коврики). Если жесткость станины недостаточна или предъявляются специальные требования к уменьшению статических перекосов машины при перемещении тяжелых узлов либо к уменьшению раскачки виброизолированной машины, применяется установка на виброизолированных фундаментах или на виброизоляторах, имеющих систему автоматического поддержания уровня установки [20].

Основные технические параметры виброизоляторов: собственная частота f_z; величина демпфирования (логарифмический декремент δ); соотношения между значениями жесткости в разных направлениях $\left(\eta_x = \frac{k_z}{k_x};\ \eta_y = \frac{k_z}{k_y}\right)$; тип устройства для регулирования высоты установки (для виброизолирующих опор); долговечность упругого элемента (по ползучести, по усталости, по старению, по стойкости к агрессивным средам).

Исследование принципов виброизоляции прецизионного оборудования показывает, что, обобщая множество измерений в механических цехах различных предприятий, можно считать вибрационный фон «белым шумом» в диапазоне частот 4—35 *гц* для вертикального и 2,5—25 *гц* для горизонтальных направлений. В связи с этим качество виброизоляции характеризуется для каждого направления x, y, z «критериями виброизоляции» Φ_1 [3]. Для вертикального направления

$$\Phi_{1z} = \frac{f_z}{\sqrt{\delta}} \leqslant \sqrt{\frac{a_0 f_1^2}{\pi \Delta_0 \gamma f_1}}, \qquad (22)$$

где f_z, δ — собственная частота, логарифмический декремент системы виброизоляции; Δ_0 — допустимое смещение в зоне обработки; a_0 — амплитуда колебаний пола; γ_{f1} — отношение амплитуды колебаний в зоне обработки к амплитуде колебаний станины в соответствующем направлении, измеренное при частоте f_1.

При $\delta = 0{,}6$ надежная виброизоляция алмазно-расточных, универсально-расточных, всех видов шлифовальных станков обеспечивается при $f_z \leqslant 20$ *гц* при среднем и $f_z \leqslant 15$ *гц* — при повышенном уровне колебаний; прецизионных токарных станков — $f_z \leqslant 25$—35 *гц* при среднем, 20—25 *гц*, при повышенном уровне колебаний. Для координатно-расточных станков требуется $f_z \leqslant 15$ *гц* при $\delta = 0{,}9$—1,0 при среднем уровне колебаний, $f_z \leqslant 10$ *гц* при повышенном уровне колебаний.

Аналогично могут быть определены величины Φ_1 и, затем, $f_{x\beta, y\alpha}$ для горизонтальных направлений. Зная (по каталожным данным) соотношения габаритных размеров $a_z/a_{x,y}$, можно определить по формуле (20) технически целесообразные пределы величин соотношений жесткостей $\eta_{x,y}$. Таким образом для внутри- и круглошлифовальных станков получены значения $\eta_x \geqslant 0{,}4$—0,6; $\eta_y \geqslant 1{,}2$—1,8; для плоскошлифовальных $\eta_x \geqslant 0{,}25$; $\eta_y \geqslant 1{,}6$—

2,5; для токарных $\eta_y \geqslant 0{,}25$; для координатно-расточных $\eta_x \geqslant 1{,}4$; $\eta_x \geqslant 6{,}0$. Увеличение $\eta_{x,y}$ приводит к повышению качества виброизоляции, однако для повышения стабильности установки и уменьшения чувствительности станка к ударам при реверсировании тяжелых узлов целесообразно максимально увеличивать жесткости k_x, k_y, т. е. по возможности уменьшать $\eta_{x,y}$. Поскольку виброизоляторы должны иметь универсальные характеристики, можно принять в качестве оптимальных $\eta_x = 0{,}5-1{,}0$; $\eta_y = 1{,}5-2{,}0$.

Определение необходимых значений $f_{x\beta, y\alpha, z}$ с использованием имеющихся к настоящему времени данных по чувствительности станков к колебаниям основания не обнаруживает тенденцию к повышению собственных частот системы виброизоляции при уменьшении массы станка. Однако, поскольку легкие станки при почти одинаковой высоте центра тяжести a_z имеют существенно меньшие расстояния между опорами в горизонтальной плоскости $2a_x$, $2a_y$, то назначение одинаковых f_z для легких и тяжелых станков приводит к неоправданному занижению f_x, f_y для легких станков и к ухудшению устойчивости установки. Поэтому для легких станков назначают несколько большие значения f_z, чем приведенные выше (напр., см. работу [12]), или принимают меры для увеличения a_x, a_y.

При виброизолирующей установке станков нормальной точности может повыситься уровень колебаний станка от действия внутренних возмущающих воздействий, а также может снизиться виброустойчивость при резании. Анализ упрощенных моделей соответствующих процессов показывает, что влияние параметров системы виброизоляции в этих случаях также может характеризоваться критериальными соотношениями величин собственной частоты и демпфирования (логарифмического декремента) системы виброизоляции, соответственно,

$$\Phi_2 = f_{x\beta, y\alpha}\delta \geqslant (f_{x\beta, y\alpha}\delta)_0; \quad \Phi_3 = f_z^3\delta \geqslant (f_z^3\delta)_0, \tag{23}$$

где величины в скобках соответствуют некоторым допустимым значениям, достаточные величины которых могут определяться для станков среднего размера по величинам параметров при жесткой установке на клиньях с цементной подливкой ($f_z = 45$ *гц*, $f_{y\alpha} = 20$ *гц*, $\delta = 0{,}3$; $\Phi_{2_0} = 6$; $\Phi_{3_0} = 32\,000$). Основным критерием является Φ_2, так как влияние способа установки на виброустойчивость проявляется лишь при неудачной конструктивной компоновке станка.

Анализ габаритных размеров отечественных станков токарной группы показывает, что значения $\frac{a_z}{a_y}$ в зависимости от массы станка M группируются в области, ограниченной линиями $\frac{a_z}{a_y} = \frac{3}{\sqrt[4]{M}}$ и $\frac{a_z}{a_y} = \frac{7}{\sqrt[3]{M}}$. Для средних значений $\frac{a_z}{a_y}$ совместное применение выражений для критерия Φ_2 и для $f_{y\alpha}$ по (20) дает при $\delta = 0{,}6$ рекомендуемое значение $f_z = \frac{40}{\sqrt[5]{M}}$ *гц*, где M — масса станка в *т*; при $\delta = 0{,}8$ $f_z = \frac{30}{\sqrt[5]{M}}$.

Виброактивное оборудование, опасное для прецизионных станков — это вспомогательное оборудование (компрессоры, вентиляторы и т. п.), создающее гармоническое воздействие на основание с частотой f вращения приводных асинхронных двигателей (48,5 *об/сек*, 24,5 *об/сек*; 16 *об/сек*; 12 *об/сек*) и оборудование, создающее импульсное воздействие на основание (КПО, долбежные и строгальные станки и т. п.). Для виброизоляции оборудования первого типа из рассмотрения одноосной схемы виброизоляции обычно рекомендуется выбирать $f_z \leqslant (0{,}2-0{,}25)f$. Анализ системы виброизоляции с учетом возбуждения и ослабления колебаний по направлениям основных собственных форм колебаний (вертикальные, низкие формы горизонтально-качательных в плоскостях xz и yz, крутильные относительно оси z) показывает, что для уменьшения виброактивности в 5 раз необходимо $f_z \leqslant 0{,}5f$.

Для виброизоляции виброактивного оборудования с импульсным характером воздействия на основание необходимо

$$f_{y\alpha} \leqslant \frac{n_{\max}}{15} \text{ гц}, \tag{24}$$

где $n_{\max}$ — наибольшее число двойных ходов в минуту.

При установке на перекрытиях с пониженной динамической жесткостью необходимо всемерно увеличивать демпфирование в системе виброизоляции и снижать f_z по сравнению с установкой на жестком основании. В соответствии с изложенным и с учетом потребностей виброизоляции уникальных по точности тяжелых станков и измерительных устройств, ковочных молотов и т. п., проект ГОСТа регламентирует ряд номинальных значений f_z: 1,0; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40 *гц*.

Увеличение демпфирования целесообразно во всех случаях виброизоляции, поскольку оно снижает резонансные амплитуды, ускоряет затухание переходного процесса и, в то же время, не ухудшает виброизоляции в зарезонансной зоне, поскольку демпфирование в большинстве упруго-демпфирующих материалов имеет гистерезисный характер.

В большинстве случаев для изготовления упругих элементов виброизоляторов применяют упруго-демпфирующие материалы с большим внутренним демпфированием; обычно увеличение демпфирования сопровождается увеличением динамического коэффициента жесткости $K_{дин}$. Для обеспечения минимальных деформаций станины станка и увеличения его устойчивости следует стремиться к наибольшей статической жесткости k_z опоры при заданной

эффективности виброизоляции (т. е. при заданном значении $\Phi_{1z} = \frac{f_z}{\sqrt{\delta}} = 5\sqrt{\frac{K_{дин}}{\delta}} \cdot \sqrt{\frac{k_z}{G}}$, где G—вес, приходящийся на одну опору). Таким образом, при выборе упругого материала следует стремиться к минимуму отношения $K_{дин}/\delta$ [12]. Так как $K_{дин}$ и δ зависят от амплитуды колебаний, то и $K_{дин}/\delta$ зависит от амплитуды (табл. 2 и 3). По табл. 2 и 3 следует, что для виброизоляции станков, когда абсолютные значения амплитуд 0,001—0,05 *мм* (размах 0,002—0,1 *мм*), толщина упругого элемента 20—40 *мм*, т. е. относительный размах $10^{-4} \div 2{,}5 \cdot 10^{-2}$, наиболее целесообразно применение упругих элементов из резин на основе нитрильных и бутилового каучуков.

Таблица 2

Зависимость $\frac{K_{дин}}{\delta}$ от амплитуды колебаний для резины

Каучук	Марка резины	Твердость по Шору	$\frac{K_{дин}}{\delta}$ при размахе колебаний в *мм*			
			0,01—0,015	0,05	0,1	0,2
Натуральный	ИРП 1847	41	4,6	4,3	3,3	2,6
	А-6	61	5,9	4,4	4,4	3,0
	2462	75	5,0	3,8	2,4	—
Наирит	ИРП 1008	42	4,6	3,9	3,8	3,0
	ИРП 1051	58	3,8	3,3	2,8	2,5
	4538	77	5,5	2,9	2,8	2,1
СКН-26	8871	42	4,0	3,6	3,5	3,3
	8508	56	3,1	2,9	2,7	2,5
	ИРП 1124	69	2,9	2,2	2,1	2,0
СКН-40	1015	58	3,1	3,0	2,3	2,1
	10183	62	3,5	2,8	2,6	2,3
	1293	80	2,6	2,3	1,9	—
Бутил-каучук	БК-5	52	2,8	2,6	2,2	—

Так как амплитуды колебаний в системах виброизоляции станков очень малы, вопрос долговечности по усталости упругих элементов не актуален. Большее значение имеет старение (для упругих элементов из неметаллических материалов), вызываемое повышенным содержанием озона в воздухе механических цехов (из-за работы электрической аппаратуры) и облучением наружной поверхности упругого элемента ультрафиолетом солнечного света. Влияние обоих факторов ослабляется (или исключается), если виброизолятор помещается под фундаментным блоком. В ряде случаев важна маслостойкость упругого элемента. Для защиты от прямого света и от попадания масла в конструкции виброизоляторов, устанавливаемых непосредственно под станки, должны вводиться защитные козырьки. Для уменьшения деформаций станины в процессе эксплуатации станка крип упругого элемента должен быть минимальным.

Таблица 3

Зависимость $\frac{K_{дин}}{\delta}$ от амплитуды колебаний для опор Вибрашок

Тип опоры	Статическая нагрузка в *кГ*	$\frac{K_{дин}}{\delta}$ при размахе колебаний в *мм*			
		0,01—0,015	0,05	0,1	0,2
V 439-0	40	30	9,5	3,4	1,5
	115	45	4,8	2,4	—
W 246-0	87	13	4,5	3,4	1,8
	115	23	11,2	6,4	2,9
W 246-5	230	27	4,1	2,9	1,6

За рубежом выпускается большое разнообразие виброизолирующих опор, прокладок и ковров, отличающихся материалом упругого элемента и конструктивными признаками [12]. В большинстве случаев эти различия вызваны патентными соображениями. Большинство зарубежных виброизолирующих опор имеют линейную упругую характеристику и обеспечивают получение $f_z \geqslant 10$ *гц* при нагрузках 100—4000 *кГ*; этот диапазон перекрывается гаммой из 10—12 типоразмеров опор. Лучшие конструции резино-металлических опор имеют $\eta_x = \eta_y = 3 \div 5$, $\delta = 0{,}3 \div 0{,}5$. Известны конструкции резино-металлических опор $f_z \geqslant 6{,}5$ *гц*; $\eta_x = 0{,}33$, $\eta_y = 5{,}6$, нагрузочный диапазон 25—360 *кГ* (12 типоразмеров) (фирма «Металлистик», Англия). Широко распространены опоры с упругими элементами из объемной проволочной сетки Вибрашок. Эти опоры имеют (статическую) равночастотную характеристику в диапазоне нагрузок 2 : 1. В динамике характеристика опор отличается от равночастотной из-за сильной амплитудной зависимости динамической жесткости (см. стр. 460). Такие опоры выпускаются на номинальные значения $f_z = 2 \div 20$ *гц*; $\eta_x = \eta_y = 1 \div 3$. При малых амплитудах колебаний, наблюдающихся в системах виброизоляции станков, $\delta = 0{,}1 \div 0{,}5$; фактические значения f_z на 30—50% больше номинальных. Выпускаемые в большом разнообразии резиновые виброизолирующие коврики рассчитаны на удельные нагрузки 0,1—7 *кГ/см²* и обеспечивают значение $f_z \geqslant 10 \div 12$ *гц*; $\eta_x = \eta_y = 3 \div 7$.

Отечественные конструкции средств виброизоляции разработаны в соответствии с изложенными выше соображениями.

Основные конструкции — резино-металлические опоры с равночастотной характеристикой ОВ-31 и ОВ-33 * — рис. 25,*а*. Принцип их работы основан на непрерывном прогрессивном уменьшении свободной поверхности резины без изменения площади нагруженной поверхности. При малых нагрузках площадь свободной поверхности равна сумме площадей наружной цилиндрической

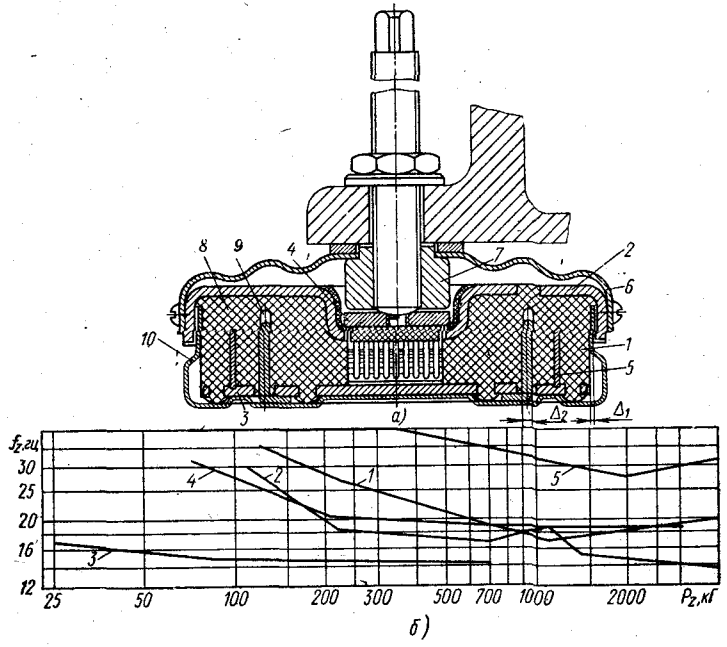


Рис. 25. Конструкция (*а*) и частотные характеристики (*б*) равночастотной резино-металлической опоры

1 — резиновый элемент; *2* — верхняя крышка; *3* — основание; *4* — демпфер жидкостного трения; *5* — ребро жесткости; *6* — пружина регулятора высоты; *7* — гайка; *8* — фрикционные кольца; *9* — паз; *10* — вкладыш

поверхности, внутренней и наружной цилиндрических поверхностей в пазах, внутренней цилиндрической поверхности резинового элемента; при этом жесткость опоры минимальна. При увеличении нагрузки резина выпучивается по всем свободным поверхностям; при некоторой нагрузке наружная цилиндрическая поверхность элемента соприкасается с внутренней поверхностью обечайки верхней крышки опоры; соприкасаются также выпуклости внутренней и наружной цилиндрических поверхностей в пазах. При дальнейшем увеличении нагрузки и соответственно деформации сжатия расширяющаяся резина постепенно заполняет зазоры; площадь свободной поверхности уменьшается и соответственно увеличивается жесткость опоры. Выбором Δ_1 и Δ_2 можно изменять характер зависимости жесткости k_z от сжимающей нагрузки P_z и, в частности, обеспечить в некотором диапазоне P_z зависимость $k_z = 0{,}04P_z f_0^2$, где $f_0 = \text{const}$ — заданная собственная частота.

На рис. 25,*б* показаны зависимости $f_0 = f(P)$ для некоторых осуществленных вариантов опоры. Равночастотная характеристика с точностью $\pm$ 10—20% реализуется в диапазоне изменения P_z от 15 : 1 до 25 : 1. Кривые *1*, *2* на рис. 25, *б* соответствуют характеристикам опоры ОВ-31, кривые *3*, *4*, *5* — гамме равночастотных опор ОВ-33.

В связи с тем, что при нагрузках на опору ОВ-31 200—300 *кГ* величина f_z слишком велика, для уменьшения Φ_{1z}, который обеспечивается опорой, в упругий элемент введен демпфер жидкостного трения (авт. свид. № 175357), представляющий из себя пластину, соединенную с верхним основанием опоры, на которой имеются штырьки в виде гребенки, погруженные в вязкую жидкость, заполняющую полость в толще упругого элемента опоры. Это обеспечивает демпфирование колебаний в разных направлениях. Для опоры ОВ-31 без демпфера (кривая *1* на рис. 25,*б*) при колебаниях в вертикальном направлении $\delta = 0{,}4 \div 0{,}6$; с демпфером $\delta = 0{,}5 \div 0{,}7$, т. е. увеличение на 15—25%. Демпфер оказывает влияние на частотную характеристику (сравнить кривые *2* и *1* на рис. 25,*б*).

При увеличении сжимающей нагрузки $k_{x,y}$ также увеличивается, однако в меньшей степени, чем k_z. Для обеспечения постоянства $\eta_{x,y}$ в рабочем диапазоне нагрузок, необходимого для реализации уравнений (18), а также для увеличения жесткости в горизонтальных направлениях (уменьшения $\eta_{x,y}$) к нижнему основанию прикреплено кольцевое ребро жесткости *5* (рис. 25,*а*). При наличии ребра горизонтальная жесткость при малых нагрузках определяется жесткостью на сдвиг внутреннего кольца резины и верхней части (над ребром *5*) наружного кольца. При увеличении нагрузки, когда начинают закрываться промежутки Δ_1 и Δ_2, горизонтальная жесткость определяется жесткостью на сдвиг тонкого дискообразного элемента резины между плоскостями, проходящими через нижнюю кромку крышки *2* и через верхнюю кромку ребра *5*, а также жесткостью на сжатие кольца резины между ребром и наружной поверхностью резины. При увеличении P_z и деформации сжатия толщина дискообразного элемента быстро уменьшается, что приводит к увеличению горизонтальной жесткости. Изменяя высоту ребра *5* и твердость резины [11], можно обеспечить значения η для опор такого типа в пределах от 10—12 до 1,5—2,5. Для опоры ОВ-31 в диапазоне 250—4000 *кГ*

* Авт. свид. № 173547, Ривин Е. И. Виброизолирующая опора, Бюллетень изобретений, 1965, № 15; № 244022, Ривин Е. И., Резино-металлическая опора, Бюллетень изобретений, 1969, № 17.

$\eta_{x,y} = 2{,}5 \pm 20\%$, что ближе к оптимальным значениям, чем для других резино-металлических опор. Жесткость равночастотных опор (рис. 25, *а*) может быть изменена с помощью вкладыша [1]. Вкладыш, вставляемый в опору, уменьшает площадь свободной поверхности в промежутках Δ_1 и Δ_2, в результате чего увеличивается жесткость опоры при сжимающей нагрузке на 10—30%; в направлении, перпендикулярном оси вкладыша, — на 30—50%; наибольшее увеличение наблюдается в направлении оси вкладыша — в 2—2,5 раза. При этом значения η_x, η_y (табл. 3) приближаются к оптимальным (см. стр. 497—498).

Таблица 4

Характеристики виброизолирующих опор и ковриков

Тип опоры или коврика	η_x	η_y	D в *мм*	H в *мм*	d
ОВ-31	2,5	2,5	142	47	М16
ОВ-31 (с вкладышем)	1,5	2,0	142	50	М16
КВ-1-1	1,5/1,4		—	—	—
КВ-1-2	1,1/0,6		—	—	—
КВ-1-3	1,3/1,0		—	—	—
КВ-2-1	1,8/3,4	1,1/2,3	—	—	—
КВ-2-2	0,6/2,3	0,7/2,5	—	—	—
КВ-2-3	1,3/1,7	1,2/1,5	—	—	—

Примечание. Для ковриков КВ-1 и КВ-2-1 верхнее значение η определено при сжатии 1,4 *мм*, нижнее — при 3,0 *мм*; для КВ-2-2 — при 1,8 и 3,9; для КВ-2-3 — при 2,1 и 4,5 *мм*.

Регулятор высоты установки имеет гофрированную пружину *6*, с которой скреплена гайка *7*, имеющая опорную поверхность для установки машины. Наличие гофров и форма пружины (в плане), приближающаяся к форме балки равного сопротивления, позволяют уменьшить силу, необходимую для деформирования пружины, и увеличить предел регулирования высоты.

В тех случаях, когда виброизоляция станков (и другого технологического оборудования) не может осуществляться непосредственной установкой на виброизолирующие опоры (из-за недостаточной жесткости станины или из-за чрезмерной интенсивности динамических нагрузок внутри машины, вызывающих ее раскачку), обычно применяемые для установки машин с нежесткими станинами и с большими динамическими нагрузками виброизолированные фундаменты состоят из железобетонного блока (металлической плиты), опертого на упругие элементы. Размеры блока определяются или из условия обеспечения необходимой жесткости

[1] Авт. свид. № 260325 Ривин Е. И., Виброизолирующая опора, Бюллетень изобретений, 1970, № 3.

машины, или из условия такого увеличения массы, при котором амплитуда раскачки имеет допустимую величину. В большинстве случаев вес блока в 2—3 раза превышает вес установленного объекта. В качестве упругих элементов применяют цилиндрические или листовые пружины, прокладки из пробки, резиновые коврики.

Недостатки стальных пружин — очень малое демпфирование ($\delta \approx 0{,}05$), что заставляет использовать специальные демпферы; технологическая сложность и высокая стоимость изготовления; преимущество — возможность получения малых $f_z \geqslant 1$ *гц*. При использовании прокладок и ковриков блок опирается не на дискретные опоры, а по всей поверхности и может быть сделан тоньше; бетон может заливаться непосредственно на поверхность прокладок, покрытую гидроизоляционным материалом и тонким железным листом для равномерного распределения нагрузки; демпфирование в системе может быть весьма большим; при соответствующем выборе конструкции коврика могут быть получены близкие к оптимальным значения $\eta_{x,y}$ (в необходимых случаях $\eta_x \neq \eta_y$); стоимость прокладок и ковриков существенно меньше стоимости пружинных опор. В виброизолированных фундаментах можно сравнительно просто обеспечить полное исключение связанности разных форм колебаний в системе виброизоляции, если изготовить блок такой формы, что упругие элементы располагаются в плоскости, проходящей через центр тяжести системы «машина + блок»; упрощается расчет опорных реакций из-за простой формы блока и малого влияния особенностей распределения масс внутри устанавливаемой машины. В связи с трудностью смены упругих элементов от них требуется увеличенный срок службы, однако это обеспечивается хорошей защитой прокладок и ковриков от внешних воздействий (исключено попадание прямого света, агрессивных сред и т. п.).

В резиновых ковриках из-за отсутствия арматуры усложняется получение оптимальных значений $\eta_{x,y}$. Один из путей уменьшения η — это уменьшение коэффициента формы выполнением пазов и фигурных полостей на одной или двух сторонах коврика [12], что позволяет получить $\eta = 5 \div 7$ (типичные значения для большинства известных конструкций). Другой путь — выбор такой конструкции, в которой весовая нагрузка вызывает не только деформацию сжатия, но также деформации сдвига и изгиба, что приводит к уменьшению k_z, в то же время при горизонтальном нагружении такого коврика происходит не только сдвиг, но частично и сжатие, что увеличивает $k_{x,y}$.

Третий путь — использование зависимости η от твердости резины при малых смещениях в горизонтальных направлениях (см. рис. 7 [11]); в системах виброизоляции станков и другого технологического оборудования все горизонтальные смещения можно считать малыми (относительные деформации сдвига редко достигают значений $\gamma = 0{,}03$). Все эти методы были использованы при

создании гаммы отечественных конструкций виброизолирующих ковриков КВ-1 и КВ-2.

Коврики КВ-1 * имеют на обеих сторонах цилиндрические выступы: выступы на одной стороне размещены в шахматном порядке относительно выступов на другой стороне (рис. 26, *а*). Для уменьшения жесткости выступов на сжатие они выполнены полыми, что уменьшает их площадь по сравнению со сплошными в 1,5 раза и дополнительно коэффициент формы — в 2 раза. Расстояние между наружными поверхностями смежных выступов на противоположных сторонах мало по сравнению с толщиной

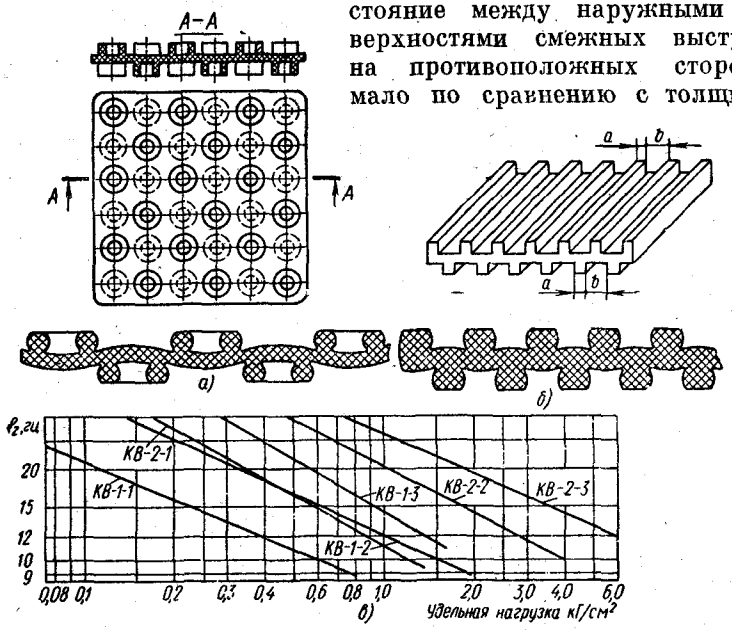


Рис. 26. Конструкции виброизолирующих ковриков КВ-1 (*а*) и КВ-2 (*б*) и их частотные характеристики (*в*)

основы коврика, поэтому основа деформируется в большей степени на сдвиг, чем на изгиб. Такая конструкция обеспечивает весьма малые $\eta_{x,y}$ (см. табл. 4) при сравнительно больших удельных нагрузках p_{max} (рис. 26,*в*).

Коврики КВ-2 **, рассчитанные на бóльшие удельные нагрузки, сконструированы по тому же принципу (рис. 26, *б*), однако суммарная площадь выступов, по которой коврик контактирует с нагружающими поверхностями, составляет $\sim 0{,}5$ от номинальной площади, в то время как в КВ-1 — 0,2. Кроме того, жесткость каждого выступа увеличена из-за большого коэффициента формы и увеличена площадь, по которой происходит сдвиг резины. При горизонтальном нагружении сжатого коврика (рис. 26, *б*) перпендикулярно к направлению выступов происходит не только сдвиг, но и частично сжатие резины; при нагружении в направлении выступов происходит только сдвиг. При этом $\eta_x \neq \eta_y$, что, как показано выше, весьма целесообразно.

При необходимости обеспечить $f_z < 9 \div 11$ *гц* коврики можно укладывать в несколько (n) слоев, прокладывая между ними тонкие железные листы; при этом f_z уменьшается в $\sqrt{n}$ раз. Коврики КВ-1 и КВ-2 изготовляются из тех же трех марок резины, что и опоры; соответственно $\delta = 0{,}4 \div 0{,}7$.

В последнее время вместо виброизолированных фундаментов на ковриках или пружинах начинают применяться системы виброизоляции с устройствами для автоматического поддержания уровня установки станины независимо от изменения величин нагрузок, действующих в станке. Подробный обзор конструкций и методов расчета таких систем приведен в работе [20].

* Авт. свид. № 180019, Ривин Е. И. Резиновый виброизолирующий коврик, Бюллетень изобретений, 1966, № 6.

** Авт. свид. № 180437. Ривин Е. И. Резиновый виброизолирующий ковер, Бюллетень изобретений, 1966, № 7.

Глава IV. ДЕМПФЕРЫ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ГАСИТЕЛИ КОЛЕБАНИЙ В СТАНКАХ

Демпферы и динамические гасители колебаний (ДГК) являются АВУ параллельного действия, поскольку не воспринимают рабочих или весовых нагрузок. Эти АВУ применяют в тех случаях, когда недопустимо уменьшение жесткости системы; их можно классифицировать на

а) устройства или мероприятия, увеличивающие демпфирование основной системы: демпферы колебаний, присоединяемые к основной системе; демпфирующие покрытия вибрирующих частей машины (применяются в основном для демпфирования высокочастотных звуковых вибраций); выполнение элементов с использованием специальных мер, повышающих их демпфирование (изготовление корпусов режущих инструментов, оправок, державок из материалов с повышенным внутренним трением; изготовление литых деталей, в частности, станин с засыпкой песком внутренних полостей, с неизвлекаемыми стержнями и т. п.);

б) устройства чисто динамического действия, присоединяемые к основной системе и воздействующие на нее с силами, близкими по величине и противоположными по направлению возмущающим силам: динамические гасители колебаний (ДГК) без демпфирования; гасители ударного действия; маятниковые и эксцентриковые гасители;

в) устройства комбинированного действия: ДГК с демпфированием, состоящие из параллельно работающих демпфера и ди-

намического гасителя; ДГК с демпфированием с использованием упруго-демпфирующих материалов;

г) устройства активного действия, т. е. имеющие системы автоматического регулирования: ДГК с автоматическим изменением параметров (частоты и демпфирования) в зависимости от изменения характеристик основной системы или возмущающего воздействия (самооптимизирующиеся); активные демпфирующие системы (демпферы).

В настоящем разделе кратко рассмотрены основные типы устройств, получивших наибольшее применение в станках.

Демпферы устанавливают между поверхностью вибрирующего объекта, амплитуду колебаний которого требуется уменьшить, и поверхностью, не принимающей участия в колебаниях. В некоторых случаях эта поверхность неподвижна, например, связана с корпусными деталями станка (как в демпфере изгибных колебаний шпинделя [16]). В других случаях этой поверхностью является тяжелая инерционная масса, которая не имеет ни жесткой, ни упругой связи с колеблющимся объектом. Демпферы различают по характеру используемых демпфирующих сил — сухое трение, вязкое трение, электромагнитное демпфирование и т. д. В станках наибольшее применение имеют демпферы с сухим (кулоновым) и вязким трением.

Основные параметры демпферов — величина инерционной массы и величина демпфирующей силы. Увеличение инерционной массы m повышает эффективность демпфера (рис. 27), величина массы ограничивается из конструктивных соображений и составляет до 0,25—0,3 от массы M основной колебательной системы. Величина демпфирующей силы критична для работы демпфера: если она мала, то слабо влияет на развитие колебаний основной системы; если очень велика, то движение инерционной массы будет повторять движение основной массы и демпфер превратится в маховик. Некоторое промежуточное значение демпфирующей силы является оптимальным. Оптимальное значение силы (момента) сухого трения $F_{опт}$ равно при гармонических колебаниях с круговой частотой ω

$$F_{опт}=\frac{\sqrt{2}}{\pi}\, m\omega^2 A, \qquad (25)$$

где m — инерционная масса; A — амплитуда колебаний основной системы.

Соответствующая $F_{опт}$ работа трения

$$R_{c\max}=\frac{4}{\pi}\, m\omega^2 A^2. \qquad (26)$$

Для демпфера вязкого трения работа сил трения и, следовательно, эффективность демпфера максимальна, если коэффициент вязкого трения

$$\beta_{опт}=m\omega, \qquad (27)$$

при этом работа трения

$$R_{в\max}=\frac{\pi}{2}\, m\omega^2 A^2. \qquad (28)$$

Эффективность демпферов прямо зависит от величины инерционной массы.

По рис. 27 видно, что при оптимальной настройке и весьма значительной инерционной массе, величина которой $\sim 0{,}25$ от основной, инерционные демпферы снижают коэффициент динамического усиления в резонансе до $\mu_{рез}\approx 10$, в то время как в несущих системах станков собственное демпфирование соответствует значению $\delta\approx 0{,}25$, т. е. $\mu_{рез}=\frac{\pi}{\delta}\approx 12$. В связи с этим инерционные демпферы применяют в основном для консольных элементов с малым собственным демпфированием (расточные, зенкерные и т. п. оправки, хоботы фрезерных станков и т. п.) [16].

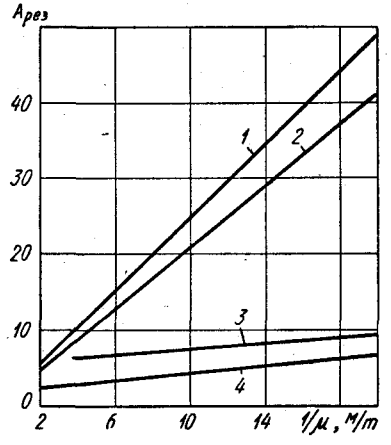


Рис. 27. Минимальные значения коэффициента динамического усиления в резонансе для инерционного демпфера сухого трения (*1*); жидкостного трения (*2*); ДГК с демпфированием, настроенного на собственную частоту системы (*3*); то же, с оптимальной частотной настройкой (4)

Преимуществом демпфера сухого трения является простота конструкции. Основные недостатки — высокая чувствительность к частотной расстройке (поскольку величина $F_{опт}$ пропорциональна квадрату частоты); перекосы, заедания и износ трущихся поверхностей, из-за чего изменяется величина силы трения и настройка демпфера.

Демпферы вязкого трения имеют меньшую чувствительность к частотной настройке, но гораздо более сложную конструкцию. Из-за разброса коэффициента вязкости и сложности точного выполнения расчетных зазоров необходимо обеспечить возможность настройки демпфера при изготовлении и эксплуатации. Важно также обеспечить надежное уплотнение демпфера. Для уменьшения температурной зависимости вязкости масла, приводящей к расстройке демпфера, применяются силиконовые жидкости; для увеличения эффективности коэффициента вязкого трения подвижные поверхности демпферов снабжаются выступами, ребрами и т. п., используется истечение вязкой жидкости через тонкие щели или отверстия, применяются консистентные смазки. Так, известно применение в демпферах для расточных оправок

инерционно-демпфирующей массы состоящей из смеси свинцовой дроби с тавотом.

Демпфер сухого трения применен фирмой Kearney and Trecker (США) для снижения изгибных колебаний хобота горизонтально-фрезерного станка [16]. В цилиндрическую расточку закладываются поочередно диски трения (плотно) и инерционные массы (с зазором), и весь пакет сжимается натяжной пружиной, степень сжатия которой можно регулировать винтом. При работе станка фрикционные диски, плотно сидящие в хоботе, копируют его колебания, а инерционные массы проскальзывают относительно фрикционных дисков. Наиболее эффективный режим работы демпфера подбирается регулировкой винта при работе станка.

Такой демпфер может настраиваться на формы колебаний хобота разных порядков путем использования набора инерционных масс разного размера. Например, при первой гармонике максимальная амплитуда колебаний хобота наблюдается на конце хобота и там же располагается наибольшая масса; при второй гармонике наибольшие амплитуды и, соответственно, массы — в середине пролета и т. п.

Фирма Cincinnati Milling Machine (США) применила демпфер сухого трения для фрезерных бабок продольно-фрезерного станка типа «Дуплекс» [16]. При резании наибольшую интенсивность имеют горизонтальные колебания фрезерной бабки. Демпфер состоит из чугунного груза, установленного на фрикционных прокладках на верхней поверхности бабки. Сила трения регулируется отжимом груза от поверхности прокладок.

На зубофрезерном станке Lees-Bradner (США) для борьбы с крутильными колебаниями быстроходного промежуточного вала фрезерной головки, ухудшающими точность и качество поверхности зубьев, применен демпфер сухого трения, состоящий из свободно вращающегося маховика, который поджимается с двух сторон фрикционными кольцами. Кольца поджимаются винтом через пружинную шайбу во время работы станка, чем обеспечивается подбор наибольшей эффективности демпфера. Применение демпфера повышает точность и чистоту обработки и долговечность подшипников [16].

Демпфер фирмы Kennametal (США) для зубофрезерных станков имеет тяжелую (свинцовую) скалку, накладываемую на вал изделия и вызывающую появление сухого трения. Это простое устройство существенно повышает производительность станка.

Применение демпферов вязкого трения оказалось эффективным для борьбы с изгибными колебаниями шпинделей станков. Близко к середине пролета шпинделя на него с зазором надевается втулка, закрепленная в перегородке коробки скоростей. Через зазор прокачивается масло. Применение таких демпферов резко увеличивает виброустойчивость станка при резании.

Аналогичный эффект наблюдается при установке шпинделя в гидростатических подшипниках.

Наиболее широко применяются демпферы вязкого трения для расточных и внутришлифовальных оправок. В полость, выполненную в передней (консольной) части оправки, вставляется с расчетным зазором инерционная масса, которая часто выполняется из сплавов на основе вольфрама с удельным весом 17—19. Зазор заполняется маслом или консистентной смазкой, однако известны весьма эффективные конструкции, в которых в качестве вязкой среды использован воздух [21].

Активные демпфирующие системы. В получивших в последнее время распространение в станках *активных демпфирующих системах* [27] обычно имеется датчик перемещения, сигнал которого пропорционален колебательному смещению между инструментом и обрабатываемой заготовкой, или датчик силы резания. После усиления в цепи обратной связи сигнал от датчика поступает на исполнительное устройство, перемещающее инструмент таким образом, чтобы расстояние между инструментом и заготовкой соответствовало установленному на станке размеру. В качестве исполнительного устройства могут быть использованы, например, электромеханические преобразователи, аналогичные по принципу действия электродинамическим вибровозбудителям, однако наиболее часто применяются электрогидравлические системы.

В активных демпфирующих системах обычно необходимо применение прецизионных направляющих для малых перемещений (аналогично описанным в гл. III раздела VII). Необходимость в таких направляющих может отпасть при использовании гидростатических направляющих или подшипников, когда малые смещения узла могут быть получены изменением давлений в соответствующих карманах направляющих (такая активная демпфирующая система предложена, например, в пат. США № 3473435).

При гидравлическом приводе подачи системы активного демпфирования как вынужденных колебаний, так и релаксационных колебаний упрощаются и сводятся к введению дополнительных обратных связей в приводной механизм. Сравнение различных видов обратных связей (по скорости, по разности давлений в полостях гидроцилиндра, по ускорению) показывает преимущества в этом случае обратной связи по ускорению [28].

Наиболее эффективно применение систем активного демпфирования в станках, оборудованных программным или адаптивным управлением. Эти системы обеспечивают как значительное снижение интенсивности вынужденных колебаний, так и повышение виброустойчивости при резании и при медленных перемещениях.

Динамические гасители колебаний (ДГК) отличаются от демпферов с инерционной массой наличием между основной и инерци-

онной массами упругой связи (рис. 28). ДГК в несколько раз эффективнее инерционных демпферов (см. рис. 27). На рис. 28 (кривая *1*) показана амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) системы без гасителя; кривая *2* иллюстрирует АЧХ той же системы, к которой присоединен инерционный демпфер с массой $m = 0{,}25$ М и оптимальным демпфированием; кривая *3* — АЧХ системы, к которой в основной массе М присоединена масса $m = 0{,}25$М через пружину такой жесткости $k_г$, что $f_{ДГК} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_г}{m}} = f_{осн} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_г}{M}}$ (ДГК без демпфирования). При использовании ДГК без демпфирования амплитуда колебаний основной системы на частоте $f = f_{осн}$ становится равной нулю; при $f_A < f < f_B$ амплитуда колебаний массы М меньше, чем статическое отклонение системы, однако в этом случае появляются вместо одного резонансного пика (на частоте $f_{осн}$) два пика на частотах f_1 и f_2. Введением демпфирования в систему гасителя $k_г — m$ можно уменьшить амплитуды этих пиков (кривая *4*).

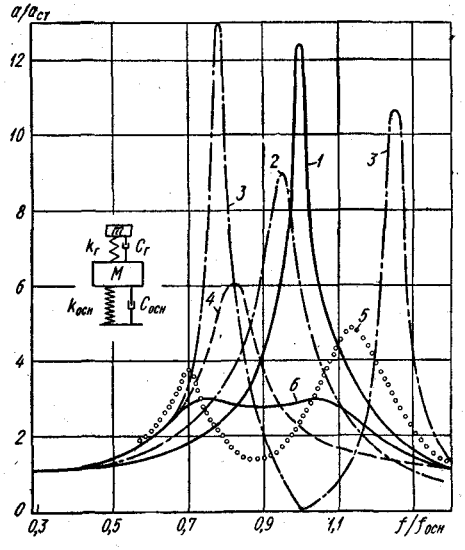


Рис. 28. Амплитудно-частотные характеристики (*а*) системы, к которой присоединен динамический гаситель колебаний с демпфированием (*б*) $\left(\frac{m}{M} = \mu = 0{,}25\right)$:

1 — система без гасителя; *2* — система с оптимально-настроенным инерционным демпфером; *3* — система с ДГК без демпфирования ($f_{ДГК} = f_{осн}$); *4* — ДГК с оптимальным демпфированием ($f_{ДГК} = f_{осн}$); *5* — ДКГ с оптимальной частотной настройкой ($f_{ДГК} = 0{,}8\ f_{осн}$ и $\left(\frac{c}{c_{кр}}\right)_{ДГК} = 0{,}1$; *6* — оптимально-настроенный ДГК $\left[f_{ДГК} = 0{,}8\ f_{осн};\ \left(\frac{c}{c_{кр}}\right)_{ДГК} = 0{,}21\right]$

Наилучший результат получается при оптимальной настройке (кривые *5,6*), когда собственная частота системы гасителя $f_{опт} = \frac{f_{осн}}{1+\nu}$, где $\nu = \frac{m}{M}$; оптимальное демпфирование системы гасителя; $\left(\frac{c}{c_{кр}}\right)_{опт} = \frac{\delta_{опт}}{2\pi} = \sqrt{\frac{3\nu}{8(1+\nu)^3}}$ (при $\nu = 0{,}05—0{,}25$ $\delta_{опт} = 0{,}8—1{,}4$). При этом максимальная амплитуда колебаний a_{max} массы М, отнесенная к статическому отклонению этой массы $a_{ст}$ $\left(\frac{a_{max}}{a_{ст}}\right)_{опт} = \sqrt{1+\frac{2}{\nu}}$ (см. рис. 27). При увеличении ν уменьшается чувствительность ДГК к точному подбору $\delta_{опт}$. Даже при сравнительно небольших значениях ν ДГК весьма эффективны, вследствие чего их применение в станках весьма целесообразно.

Наиболее просты ДГК без демпфирования, однако они эффективны лишь в узкой полосе частот и применяются лишь при постоянстве частоты возмущающей силы. ДГК без демпфирования применяют в станках в основном для снижения уровня колебаний приводных асинхронных электродвигателей прецизионных станков, вызванных несовершенствами магнитной системы (колебания с удвоенной частотой вращения ротора).

ДГК с демпфированием делят на две основных группы: с разделением функций упругости и демпфирования и с упругим элементом из упруго-демпфирующих материалов. ДГК первой группы чаще применяют в исследовательских установках, а также в качестве макетов для отработки оптимальных параметров ДГК. Например, в работе [22] раздела V описаны результаты испытания ДГК с плоскими пружинами и масляным демпфированием для снижения динамических нагрузок и крутильных колебаний в приводе фрезерного станка.

Известны также эффективные ДГК с разделением функций упругости и демпфирования для расточных борштанг. В этом случае не сказывается изменение вязкости масла из-за малого повышения температуры борштанги при обработке, а уплотнение полости весьма просто.

Применение в ДГК упруго-демпфирующих материалов вместо раздельных пружин и демпферов позволяет значительно упростить конструкцию и технологию изготовления гасителей и улучшить эксплуатационные характеристики. Для ДГК с оптимальной настройкой необходимы материалы с высоким демпфированием ($\delta \geqslant 0{,}8$). Основное применение находят резины на основе бутилкаучука и виниловые пластмассы. Такие ДГК находят все более широкое применение в станкостроении для снижения уровня вибраций и повышения динамической устойчивости расточных, вертикально- и радиально-сверлильных, фрезерных, зубообрабатывающих, токарных и других станков. Так, гамма универсальных зубофрезерных станков фирмы «Pfauter» снабжена ДГК с резиновыми упругими элементами на стойке, что позволило увеличить режимы резания при обработке зубчатых колес из труднообрабатываемых материалов на 30—40%. Широко применяются такие ДГК для хоботов горизонтально-фрезерных и головок вертикально-фрезерных станков (фирмы «Hitachi» — Япония, «Cincinnati» — США и др.); их применение обеспечивает уменьшение амплитуд вынужденных колебаний и повышение виброустойчивости станков до 3—4 раз [16]. Аналогичные конструкции применяются на патронах токарных станков, стойках расточных и фрезерно-расточных станков, инструментах для обработки отверстий, например, хонах и т. п. [16].

Существенное повышение эффективности ДГК может быть получено в том случае, если его расчет производится с учетом реальных динамических характеристик станка как пространственной системы. Для этого необходимо определить динамические характеристики станка расчетным или экспериментальным путем и затем рассчитать характеристики ДГК как двух или трехмерной системы. Такая методика развита в работе [30].

Самооптимизирующиеся ДГК обеспечивают сохранение максимально достижимой эффективности устройства при изменении частотных свойств демпфируемой системы или при изменении частоты возмущающей силы. В станках применение самооптимизирующихся ДГК оправдано для пинолей и шпинделей с изменяющимся вылетом, для деталей переменной массы (из-за изменяемой массы устанавливаемой заготовки или инструмента) и т. п. При использовании в ДГК резиновых упругих элементов настройка может производиться вследствие изменения жесткости резиновых элементов при сжатии из-за нелинейной характеристики. Настройка ДГК производится по фазовому сдвигу между колебаниями основной системы и инерционной массы ДГК [29], поскольку при оптимальной настройке фазовый угол равен 90°, а при подходе к оптимуму наблюдается скачок фазового угла в пределах $\sim 20°$). Эффективность самооптимизирующегося ДГК превышает эффективность ДГК с постоянной настройкой до 2 раз (при изменении параметров системы СПИД).

Гасители колебаний ударного действия. Эффект гасителей ударного действия обусловливается как динамическим взаимодействием соударяющихся тел, так и рассеянием энергии при соударении тел из не вполне упругих материалов. Энергия, рассеиваемая при соударении, зависит от соотношения масс вибрирующей системы и гасителя, от скоростей перед соударением и коэффициента $R < 1$ восстановления скорости при ударе.

В большинстве известных конструкций ударных гасителей инерционные массы в виде цилиндра, шара, кольца и т. п. встраиваются с некоторым зазором в подверженную колебаниям систему.

Для эффективного действия гасителя его масса не должна быть менее $^1/_3$ от приведенной в точку соударения массы основной системы; оптимальное соотношение скоростей в момент соударения обеспечивается, если амплитуда колебаний x вибрирующей массы связана с зазором Δ между гасителем и основной массой соотношением

$$\Delta = \pi x. \qquad (29)$$

Одним из недостатков ударных гасителей является необходимость точной величины зазора. Поэтому при малых зазорах (порядка нескольких *мкм*) сказывается наклеп, износ, обмятия соударяющихся поверхностей, в связи с чем целесообразно применять

ударные гасители при не очень малых амплитудах, а также изготовлять инерционные массы и корпус из твердого сплава, не подвергающегося наклепу.

При использовании ударных гасителей для вращающихся деталей при некоторой скорости вращения инерционная масса прижимается центробежной силой к стенке полости и начинает вращаться вместе с основной деталью, т. е. эффект гасителя исчезает. При цилиндрической форме инерционной массы и совпадении ее оси с осью вращения с учетом неизбежного скольжения массы гасителя по стенкам полости скорость, начиная с которой происходит совместное вращение (скорость захватывания)

$$n = (2 \div 3)\frac{1340}{\sqrt{\Delta}}\ об/мин, \qquad (30)$$

где Δ — диаметральный зазор в *мм*. Для увеличения скорости захватывания уменьшают трение между торцами инерционной массы и стенками полости, например, выполняют торцы слегка выпуклыми.

Ударные гасители применяются наиболее часто для расточных борштанг.

По опыту Одесского завода радиально-сверлильных станков применение борштанг с ударными гасителями дает положительные результаты при отношении вылета l к диаметру d борштанги $l/d \leqslant 8$.

Борштанги с ударными гасителями фирмы «Kennametal» (США) имеют набор инерционных масс в виде дисков слегка различных диаметров, вставленных с зазором в полость борштанги (пат. США № 3164041). Разница размеров дисков и соответствующая разница зазоров приводит к повышению эффективности устройства при изменении в широких пределах амплитуд и частот колебаний. Аналогичное устройство, встроенное в ролик, применяется при обработке длинных нежестких деталей на токарных станках. Ролик прижимается к обрабатываемому валу и получает от него вращение, а также колеблется вместе с валом.

Применение такого гасителя позволяет увеличить режимы безвибрационной обработки длинных нежестких деталей в 3—4 раза [16].

ЛИТЕРАТУРА

1. Виницкий Л. Е. Влияние геометрии резиновых элементов на их характеристики. В сб. «Резина — конструкционный материал современного машиностроения». М., «Химия», 1967.

2. Заборов В. И., Клячко Л. Н., Росин Г. С. Борьба с шумом методами звукоизоляции. М., Стройиздат, 1964.

3. Каминская В. В., Ривин Е. И. Виброизоляция прецизионных станков. «Станки и инструмент», 1964, № 11.

4. Кудинов В. А. Динамика станков М., «Машиностроение», 1967.

5. Лавендел Э. Э. Расчет осадки некоторых осесимметричных резино-металлических амортизаторов. Сб. «Вопросы динамики и прочности», Вып. 8, Рига, АН Латв. ССР, 1962.

6. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. М., «Машиностроение», 1967.

7. Пановко Я. Г. В сб. «Труды 2-го совещания по основным проблемам ТММ». «Динамика машин». М., Машгиз, 1963.

8. Поляков В. С., Барбаш И. Д. Муфты. Машгиз, 1960.

9. Решетов Д. Н., Левина З. М., Каминская В. В., Котляренко Л. Б. Табличные расчеты деталей станков. т. 1, 2, М., Машгиз, 1953.

10. Решетов Д. Н., Ряховский О. А. К расчету муфт с торообразным резинокордным упругим элементом. «Вестник машиностроения», 1965, № 4.

11. Ривин Е. И. Характеристики горизонтальной жесткости виброизоляторов с резиновым упругим элементом. «Вестник машиностроения», 1965, № 5.

12. Ривин Е. И. Виброизолирующие опоры для установки металлорежущих станков. «Станки и инструмент», 1965, № 8.

13. Ривин Е. И. Системы виброизоляции с равночастотными опорами. Известия вузов, «Машиностроение», 1966, № 3.

14. Ривин Е. И., Исаева В. А. Виброизолирующие опоры ОВ-31 для станков. «Машиностроитель», 1967, № 1.

15. Ривин Е. И. Новые конструкции виброизолирующих опор и ковриков. «Вестник машиностроения», 1967, № 2.

16. Ривин Е. И., Лапин Ю. Э. Демпферы и динамические гасители колебаний для станков. М., НИИМАШ, 1968.

17. Ривин Е. И. Динамические характеристики упруго-демпфирующих материалов. В сб. «Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем». Киев, АН УССР, 1968.

18. Ривин Е. И. Некоторые вопросы виброизоляции станков. В сб. «Труды V совещания по основным проблемам ТММ». «Динамика машин». М., «Наука», 1968.

19. Ривин Е. И., Аронштам Л. И. Исследование статических характеристик тонкослойных резино-металлических элементов. «Каучук и резина», 1969, № 7.

20. Ривин Е. И. Виброизоляторы и системы установки оборудования с автоматическим регулированием. М., НИИМАШ, 1971.

21. Ривин Е. И., Лапин Ю. Э. Расточные борштанги, «Машиностроитель», 1971, № 2.

22. Ряховский О. А. Расчет жесткости пальцевой муфты с резиновым диском. Известия вузов, «Машиностроение», 1964, № 5, 12.

23. Сойфер А. М., Бузицкий В. Н. Новый тип цельнометаллических упруго-демпфирующих элементов, их изготовление и применение. В сб. «Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем». Киев, АН УССР, 1963.

24. Crede Ch. E. Application and design of isolators. В сб. Shock and Vibration Handbook, vol. 2, ch. 32, McGraw — Hill, N.Y. — T — L, 1961.

25. Crede Ch. E. Vibration and Shock Isolation. J. Wiley & Sons, N. Y., 1959.

26. Davey A. B., Payne A. R. Rubber in Engineering Practice. Mclaren & Sons, L. 1964.

27. Comstock T. R., Tse F. S., Lemon J. R. Application of controlled mechanical impedance for reducing machine tool vibrations. J. of Engng for Ind., 1969, Nov.

28. Matsuzaki A. Methods for preventing stick — slip. «Bull. ISME», 1970, 13, № 55, 34—42.

29. Slavisek J., Bollinger J. G. Design and application of a selfoptimizing damper for increasing machine — tool performance. «Advances Mach. Tool Design and Res., 1969». Oxford, 1970, 71—81.

30. Stone B. J., Andrew C. Vibration absorbers for machine tools. «Advances Mach. Tool Design and Res. 1968, P. 1». Oxford, 1969.

ОГЛАВЛЕНИЕ

РАЗДЕЛ V

НАГРУЗКИ В ПРИВОДАХ СТАНКОВ

Глава I. **Нагрузки станков в эксплуатации** (канд. техн. наук *Р. М. Пратусевич*) 3
Закономерности нагружения. 3
Методы исследования режимов нагружения в эксплуатации . . . 4
Режимы нагружения станков в эксплуатации (результаты исследований) 7
Выбор расчетных нагрузок и условий 25

Глава II. **Расчеты динамических нагрузок в приводах** (канд. техн. наук *Е. И. Ривин*) 30
Подготовка и упрощение динамической и расчетной схемы . . . 31
Методика динамического расчета привода 44
Учет влияния приводного двигателя на динамику приводного механизма 53
Динамические процессы в приводах при резании (анализ и рекомендации) 67
Литература 81

РАЗДЕЛ VI

ШПИНДЕЛИ И ИХ ОПОРЫ

Глава I. **Шпиндели** (канд. техн. наук *Ю. Н. Соколов*) 83
Основные требования. Материалы и термическая обработка . . . 83
Выбор основных параметров и конструирование 84
Расчет шпинделей 87

Глава II. **Шпиндельные опоры жидкостного трения** (канд. техн. наук *Ю. И. Соколов*) 91
Гидродинамические подшипники 91
Конструкции гидродинамических шпиндельных подшипников 95
Расчет и проектирование одноклиновых шпиндельных подшипников жидкостного трения 107
Расчет и проектирование опор с многоклиновыми опорными (радиальными) подшипниками жидкостного трения 126
Выбор основных конструктивных и расчетных параметров многоклиновых подшипников 145
Гидростатические подшипники жидкостного трения 154
Конструкции гидростатических шпиндельных подшипников . . . 163
Расчет радиальных замкнутых подшипников 166
Расчет радиальных (опорных) незамкнутых подшипников 178
Расчет упорных подшипников 181
Рекомендации по применению и конструированию шпиндельных опор с гидростатическими подшипниками 183

Глава III. **Шпиндельные опоры качения** (канд. техн. наук *А. М. Фиватнер*) 192
Подшипники качения, применяемые в шпиндельных узлах металлорежущих станков 192
Работоспособность шпиндельных узлов 206
Конструирование шпиндельных узлов 220
Литература 270

РАЗДЕЛ VII

МЕХАНИЗМЫ ТОЧНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Глава I. **Передачи винт — гайка качения** (канд. техн. наук *Г. А. Левит*) 278
Конструкции передач 278
Основные параметры и нормализация элементов передач в. г. к. 287
Расчет передачи 289

Глава II. **Гидростатическая передача винт — гайка** (канд. техн. наук *Г. А. Левит*) 305
Принцип действия и конструктивные рекомендации 305
Расчет передачи 307

Глава III. **Механизмы микроподачи** (канд. техн. наук *А. А. Рамонис*) 313
Требования к механизмам микроподачи 313
Конструкции механизмов микроподачи 316
Методы снижения трения на опорной поверхности 329

Глава IV. **Шариковые шлицевые соединения** (д-р техн. наук *З. М. Левина*) 334
Конструкции соединений 334
Расчет на прочность, жесткость, сопротивление движению 336
Основные параметры 340
Характеристики работоспособности соединения 344

Глава V. **Делительные червячные пары** (канд. техн. наук *Г. В. Острецов*) 346
Технические требования 346
Материалы 349
Допустимая нагрузка 350
Основные параметры 351
Литература 363

РАЗДЕЛ VIII

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Глава I. **Повышение долговечности зубчатых колес** (канд. техн. наук *Р. М. Пратусевич*) 365
Материалы и упрочняющая термическая обработка 368
Виды и причины эксплуатационных повреждений 375
Методы экспериментальной оценки долговечности зубчатых колес 382
Влияние основных факторов на сопротивление зубьев поломкам и рекомендации по повышению долговечности 387
Влияние основных факторов на сопротивление разрушению торцов зубьев переключаемых колес и рекомендации по повышению долговечности 406

Глава II. **Повышение долговечности зубча**
(д-р техн. наук *З. М. Левина*)
Долговечность зубчатых соединени
Распределение нагрузки между зуб
трения на рабочих поверхностях .
Расчет соединения на смятие по наиб
Повышение долговечности зубчатых

Глава III. **Повышение быстроходности, на**
говечности ременных передач (д
Общие сведения о новых видах ремне
Повышение быстроходности ременны
Повышение нагрузочной способности

Глава IV. **Повышение долговечности пере**
скольжения (канд. техн. наук *А*
Долговечность передач ходовой вин
(токарно-винторезные и затыловочн
Материалы и методы упрочнения ход