

#### 8.4. Конструирование подшипниковых узлов

**Выбор типа подшипника.** При выборе типа подшипника необходимо учитывать их стоимость. Самыми дешевыми считаются шариковые радиальные подшипники легкой серии.

Для подавляющего большинства механизмов общего машиностроения обычно используют подшипники класса точности 0, но если требуется повышенная точность вращения вала, то следует выбирать подшипники более высокого класса 6, 5, 4 или 2.

Подшипниковый узел – источник шума. Для уменьшения шума быстроходных шпинделей рекомендуется применять подшипники высокого класса точности.

**Радиальный шариковый однорядный** подшипник – самый дешевый подшипник и поэтому находит широкое применение в машиностроении. Этот подшипник воспринимает радиальную, радиальную и осевую одновременно или чисто осевую нагрузку. Обеспечивает осевое фиксирование вала в двух направлениях. Допускает перекосяк колец до  $1/4^\circ$ . Подшипник хорошо работает при высокой частоте вращения.

**Радиальный шариковый двухрядный сферический** подшипник воспринимает главным образом радиальную нагрузку. Осевую нагрузку воспринимает, но только незначительной величины. При незначительной осевой нагрузке может фиксировать вал от осевых смещений в двух направлениях. Подшипник допускает перекосяк колец до  $2^\circ$ . Этот тип подшипника применяется в ножевых валах фуговальных и рейсмусовых станков.

**Радиально-упорный** шариковый подшипник может воспринимать одновременно радиальную и одностороннюю осевую нагрузку или чисто осевую нагрузку. Подшипник хорошо работает при высокой частоте вращения. Подшипники

этого типа устанавливают парными комплектами, при этом одноименные торцы наружных колец (узкие или широкие) должны быть обращены друг к другу. Это позволяет фиксировать вал в обоих осевых направлениях.

При высокой радиальной нагрузке в шпиндельных узлах применяют также роликовые радиальные или радиально-упорные подшипники [34]. При этом следует учитывать, что шариковые подшипники обеспечивают большую точность и частоту вращения, а роликовые – большую грузоподъемность и жесткость.

**Соосность посадочных мест.** Для предотвращения перекоса колец подшипника и перегрузки его тел качения цилиндрические поверхности посадочных мест под подшипники должны быть соосны. Это достигается просто, если подшипниковые опоры размещаются в общем корпусе. Если используется два корпуса, то их сначала фиксируют на станине штифтами, а затем отверстия под наружные кольца подшипников растачивают с одной установки за один проход. Использование двух корпусов без дополнительной расточки возможно в случае установки в них сферических самоустанавливающихся подшипников.

Посадочные места на валах всегда должны вытачиваться на станке с одной установки.

**Жесткость и прочность деталей подшипникового узла** достигается при использовании следующих рекомендаций. Нагрузки, действующие на опоры, не должны вызывать в стенках корпусов и валах прогибов, способных привести к нарушению соосности. Для этого стенки корпусов с расточками под наружные кольца подшипников должны иметь достаточную толщину.

Высота запечиков на валах и в отверстиях корпусов должна быть достаточной для восприятия осевых нагрузок.

Торцовые крышки должны быть достаточно жесткими, чтобы предотвращать нарушение положения подшипника.

**Для обеспечения нормальной сборки и разборки** подшипникового узла необходимо предусмотреть фаски на конце шейки вала и расточки у корпуса. В конструкции узла должна быть предусмотрена возможность применения съемников для снятия подшипника. Для этого в корпусах и на валах выполняются специальные пазы под лапы съемников, расположенные под углом  $120^\circ$  (рис. 48, а).

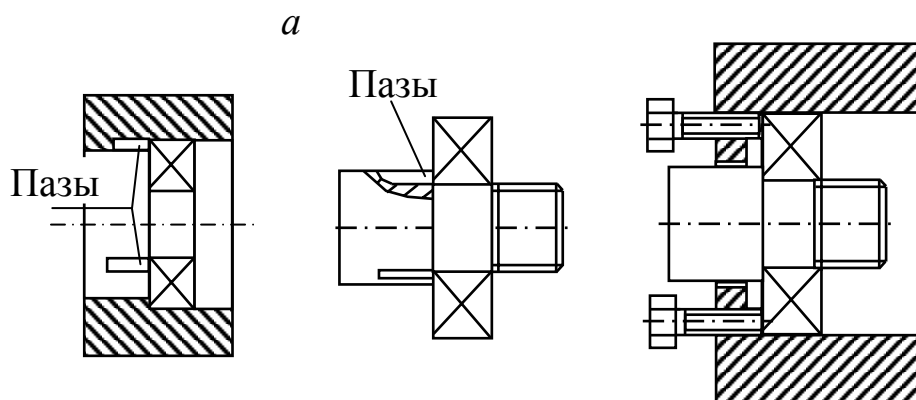


Рис. 48. Способы съема подшипника:

а – съемником, установленном в пазы;

б – болтами

В глухих корпусах следует предусмотреть резьбовые отверстия, через которые с помощью болтов подшипник можно выпрессовать из корпуса (рис. 48, б).

**Фиксация подшипников.** Валы должны удерживаться подшипниками от осевых смещений, т.е. должны быть зафиксированы в осевом направлении относительно корпуса. Фиксирование подшипников в корпусе осуществляется по одной из четырех схем, приведенных на рис. 49.

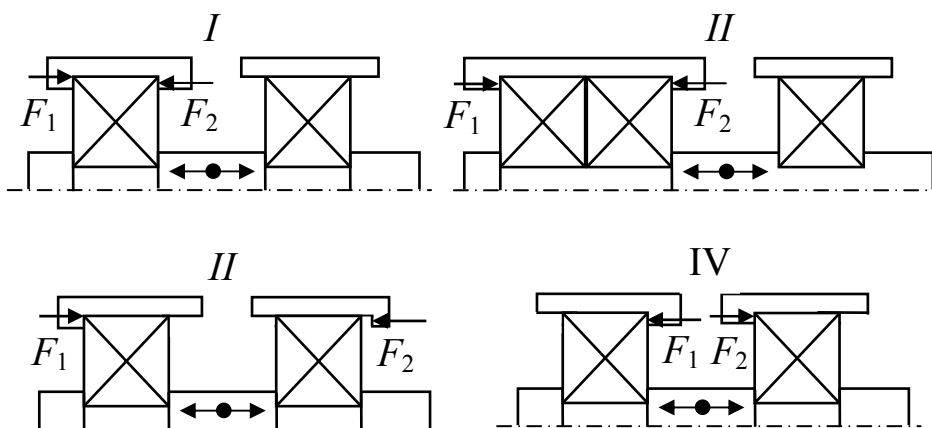


Рис. 49 Схемы фиксации подшипников в корпусе:

**Схема I.** В корпусе фиксируется с обеих сторон наружное кольцо одного подшипника. Вторая опора является скользящей (плавающей) не зафиксированной в осевом направлении. Такая конструкция позволяет компенсировать тепловое удлинение деталей узла. Удлинение вала при нагревании равно, мм:

$$\Delta l = 1,17 \cdot 10^{-5} (t_2 - t_1) l,$$

где  $t_2$  – рабочая температура вала, °С;

$t_1$  – температура окружающей среды, °С;

$l$  – длина вала, мм.

Требуемый осевой зазор создается с помощью набора мерных прокладок, устанавливаемых между торцовыми поверхностями корпуса и фланцев крышек. Обычно осевой зазор составляет около 0,5 мм.

При использовании схемы I жесткость вала радиальная, осевая и угловая получается небольшой. Кроме того, затрудняется расточка корпуса, т.к. исключается возможность его обработки с одной установки.

**Схема II.** В фиксирующей опоре устанавливается два подшипника, которые при регулировании позволяют исключить радиальную и осевую игру вала. Сдвоенный подшипник значительно увеличивает угловую жесткость вала. Однако конструкция подшипникового узла усложняется.

**Схема III.** Внешние торцы подшипников упираются в торцы крышек или других деталей корпуса. Обеспечивается фиксация в распор. Схема конструктивно проста и находит широкое применение при коротких и жестких валах.

**Схема IV.** Эта схема обеспечивает осевую фиксацию вала в растяжку. Она исключает заклинивание вала при его нагревании, однако такая схема конструктивно сложна и применяется сравнительно редко.

В конструкциях шпинделей наиболее часто применяются схемы I и II, в которых фиксируется обычно опора, ближняя к режущему инструменту. В ней устанавливается один или два подшипника. Другая подшипниковая опора, расположенная около шкива или муфты, делается "плавающей".

**Предварительный натяг подшипников.** Предварительный натяг обязательно создается в спаренных радиально-упорных подшипниках. Предварительный натяг создается следующими основными способами [34]:

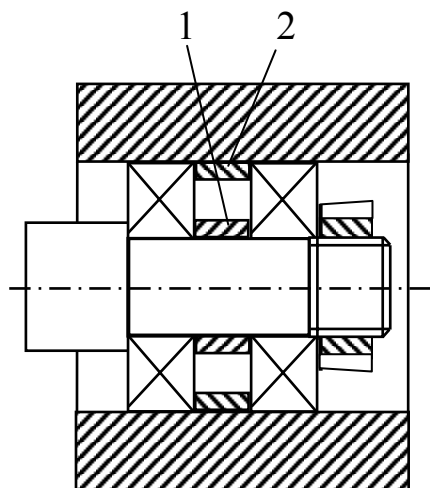


Рис. 50. Создание натяга дистанционными втулками

- затяжкой подшипников на мерное осевое смещение наружных колец относительно внутренних;
- затяжкой подшипников до получения определенного момента сопротивления вращению;
- приложением к подшипникам постоянной осевой силы (пружинный натяг).

Для реализации указанных способов известно много конструктивных решений.

При первом способе, например, между внутренними и наружными кольцами парных подшипников устанавливают дистанционные втулки 1 и 2 (рис. 50) неравной длины. При сжатии колец подшипников в осевом направлении в системе возникает натяг, определяемый разностью  $a$  длин втулок. Указанное значение для быстроходных валов принимают равным  $a = 0,05-0,07$  мм.

**Крепление подшипников.** Торцовые поверхности колец подшипника являются базирующими. Они определяют положение подшипника относительно оси вала (отверстия). От положения этих поверхностей зависит степень перекоса колец. При значительном перекосе колец подшипник быстро изнашивается и выходит из строя. Для предотвращения перекоса кольца подшипников надо точно базировать по их торцам.

Кольца подшипников имеют небольшую жесткость. При запрессовке подшипника на вал из-за неравномерности приложения внешних сил и сил трения внутреннее кольцо деформируется. Чтобы выправить положение подшипника его внутреннее кольцо надо довести до заплочиков вала и плотно прижать к ним.

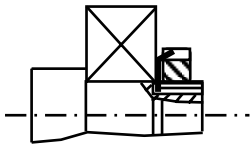
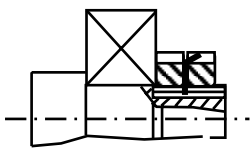
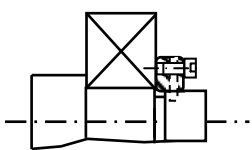
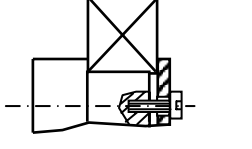
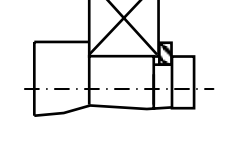
Таким образом, внутренние кольца подшипников запрессовываются до упора в заплечики вала. Очевидно, что заплечики должны быть строго перпендикулярны к оси посадочной шейки вала.

Тип посадки внутреннего кольца при сборке зависит от класса точности подшипника. Для подшипников классов точности 0 и 6 посадочное место вала обрабатывается с основным отклонением  $k6$ ,  $m6$ ,  $n6$ .

Кроме того, внутреннее кольцо подшипника должно быть зафиксировано на вале от осевого смещения. Основные способы крепления подшипника на вале приведены в табл. 30.

Таблица 30

Способы крепления подшипников на валу

Эскиз	Способ крепления
	<p>Круглой гайкой и стопорной шайбой. Язычок шайбы вводят в паз вала, а один из наружных зубцов отгибают в прорезь круглой гайки</p>
	<p>Двумя круглыми гайками, одна из которых выполняет роль контргайки. Между гайками устанавливают стопорную гайку. Наружные зубцы шайбы отгибают в один из пазов каждой гайки.</p>
	<p>Упругой гайкой, имеющей радиальную прорезь для стопорения затяжным винтом</p>
	<p>Упорной плоской шайбой</p>
	<p>Пружинным стопорным кольцом, вставленным в проточку на валу. Крепление применяют при незначительных осевых нагрузках</p>

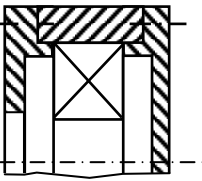
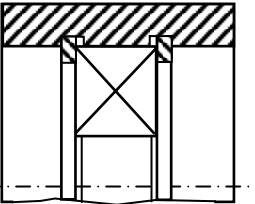
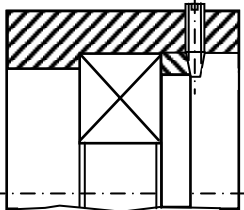
Упорные заплечики на валах и в отверстиях корпусов должны иметь достаточную высоту, чтобы кольца подшипников имели хорошую опорную поверхность. Если величину фаски колец подшипника обозначить  $r$ , то высоту заплечиков  $t$  приблизительно можно принять  $t \approx 2r$ .

Отверстия корпусов под подшипники шпинделей и быстроходных валов должны выполняться с основным отклонением  $H7$ .

Основные способы крепления подшипников в корпусе приведены в табл. 31.

Таблица 31

**Способы крепления подшипников в корпусе**

Эскиз	Способ крепления
	<p>С помощью глухих или сквозных фланцевых крышек, устанавливаемых в разъемном или неразъемном корпусе</p>
	<p>1. Пружинными стопорными кольцами, вставленными в проточки неразъемного корпуса. Крепление применяют при незначительных осевых нагрузках. 2. Упорными кольцами, устанавливаемыми в проточках разъемного корпуса. Упорное кольцо может состоять из двух половин или иметь прорезь шириной несколько больше диаметра вала, чтобы можно было снять кольцо без демонтажа подшипника</p>
	<p>Винтом с конусным концом, прижимающим распорную втулку к наружному кольцу подшипника</p>

## 8.5. Смазка подшипников

В технической системе "шпиндель" устройства и способы подведения смазывающего материала к трущимся поверхностям выделяются в отдельную подсистему смазки. **Эта подсистема взаимодействует с объектом смазки и состоит из совокупности смазывающего материала и устройства, реализующего конкретный способ подведения смазки к объекту.** При этом для каждого объекта смазки может быть создана отдельная подсистема смазки. При функционировании шпинделя подсистема смазки оказывает влияние на величину КПД, коррозию его деталей, уровень шума, создаваемого подшипниками, долговечность и надежность. Работа шпинделя без смазки невозможна.

Подсистема смазки отличается динамическими свойствами. С течением времени смазывающий материал высыхает, густеет, уменьшается в объеме, в нем накапливаются продукты износа. Поэтому периодически приходится смазывающий материал заменять. При этом известно, что система "шпиндель" работает неудовлетворительно, когда смазывающего материала подается к подшипникам качения **и мало, и много.** Когда смазки в подшипниках мало, то происходит их быстрый износ, повышается уровень шума. Если смазки в подшипниках много, то повышается момент сопротивления вращению вала, увеличиваются потери мощности, подшипник нагревается.

Таким образом, подсистема смазки должна обеспечить и поддерживать оптимальный режим работы подшипников качения шпинделя. Влияние смазки на работу шпинделя и его надежность не меньше, чем влияние конструктивных форм и размеров деталей. Смазку надо рассматривать как один из элементов конструкции.

### 8.5.1. Смазывающие материалы



Подшипники могут работать на жидкой или пластичной смазке. В качестве **жидкой смазки** используются различные масла: промышленные марок И-5А, И8А, ..., И-100А, авиационные МС-14, МС-20, турбинные Т<sub>22</sub>, Т<sub>30</sub>, турбинные масла с присадками Т<sub>п</sub>-22 и др.

В состав **пластичных смазок** входят жидкие масла и твердые загустители. Мельчайшие твердые частицы загустителя, сцепляясь друг с другом, образуют каркас, заполненный жидким маслом. Загустители в виде мыла могут быть трех типов: кальциевые, натриевые и литиевые. Для смазки подшипников качения используют следующие пластические материалы:

*на кальциевых загустителях* – солидол синтетический по ГОСТ-4366-76, солидол С, пресс-солидол, солидол жировой по ГОСТ-1033-79, солидолы УС-1 и УС-2, униол-1, ЦИАТИМ-221 по ГОСТ-9433-80;

*на натриевых загустителях* – смазка автомобильная по ГОСТ9432-60;

*на литиевых загустителях* – литол-24 по ГОСТ-21150-87, смазка ВНИИ НП-242 по ГОСТ-18142-80, фиол-1, фиол-2 и др.

### **8.5.2. Выбор типа смазки**

На основании опыта эксплуатации подшипниковых узлов установлено, что при выборе типа смазки следует учитывать такие факторы, как размеры подшипника и частоту его вращения, величину нагрузки на подшипник и температуру.

При окружной скорости вращающегося кольца подшипника  $V < 5$  м/с можно применять как жидкие, так и пластичные смазки. При больших окружных скоростях рекомендуется применять жидкие смазки. При этом, чем выше

окружная скорость, тем меньше должна быть вязкость жидкой смазки.

Масляная пленка, обволакивающая шарики и дорожки колец подшипника, должна быть устойчива к действию нагрузки. Устойчивость (прочность) пленок повышается с увеличением вязкости масел или консистентности пластичных смазок. Поэтому чем выше нагрузка, тем большей вязкостью (консистентностью) должны обладать применяемые масла (смазки).

Для подшипников, работающих при низких температурах (ниже 0°C), следует выбирать жидкие смазки. Для подшипников, работающих при 70-80°C жидкие смазки должны обладать повышенной вязкостью, а пластичные – повышенной консистентностью.

Для подшипниковых узлов фрезерных и четырехсторонних продольно-фрезерных станков существуют такие рекомендации: если диаметр наружного кольца подшипника  $D = 22 - 240$  мм, частота вращения  $n < 80\%$  предельной частоты вращения, отношение нагрузки на подшипник  $P$  (Н) к его динамической грузоподъемности  $C$  (Н)  $P/C < 0,1$  и рабочей температуре подшипника 50°C, то следует применять пластичную натриевую или литиевую пластичную смазку. Подшипники заправленные указанной смазкой могут работать без дозаправки в течение 150-200 ч для фрезерных станков и 300-500 ч для продольно-фрезерных станков [34].

### 8.5.3. Устройства для смазки

**Устройства на пластичной смазке.** Подшипники заправляются пластичной смазкой при сборке подшипникового узла. Необходимый объем смазки можно определить по формуле, см<sup>3</sup>:

$$V = fBD_o^2 / 1000 ,$$

где  $f$  – коэффициент заполнения, при  $d = 40-100$  мм  $f = 1$ ;

$D_o$  – средний диаметр подшипника, мм;

$B$  – ширина подшипника, мм.

Излишнее количество пластичной смазки вызывает нагрев подшипника при работе.

Для добавления пластичной смазки подшипниковый узел должен быть снабжен пресс-масленкой или колпачковой масленкой. При использовании пресс-масленки смазка продавливается до подшипника шприцем. В колпачковую масленку смазка закладывается сверху, а затем продавливается винтом, который ввертывается в колпачок.

**Устройства на жидкой смазке.** В подшипниковых узлах наиболее часто используются следующие системы смазки: масляной ванной, фитилями, винтовыми канавками, коническими насадками, масленками, распылением, разбрызгиванием.

**Смазывание в масляной ванне** применяется для подшипников, посаженных на горизонтальном вале. При частоте вращения вала  $n < 3000$  мин<sup>-1</sup> уровень масла должен достигать до середины нижнего шарика (ролика) подшипника, а при большей частоте вращения уровень масла должен быть ниже указанного. При  $n \geq 3000$  мин<sup>-1</sup> смазка подшипников в

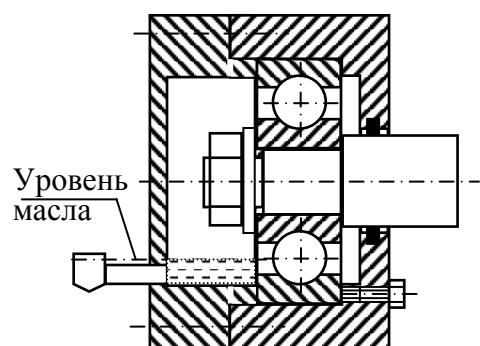


Рис. 51. Смазка подшипника в масляной ванне

ванне недопустима из-за больших энергетических потерь на перемешивание масла.

Для поддержания заданного уровня масла в крышке делается отверстие для заливки нового масла, а в корпусе – для слива отработанного масла (рис. 51

).

**Фитильное смазывание** применяется как в горизонтальных (рис. 52), так и в вертикальных быстроходных шпинделях, где требуется дозированная подача масла.

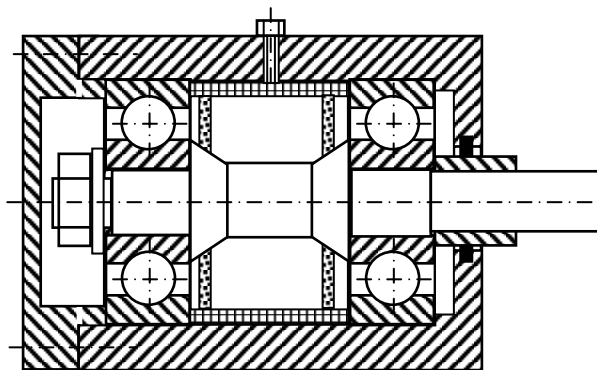


Рис. 52. Смазка при помощи фитилей

Устройство для смазки состоит из фетровой кольцевой прокладки, которая периодически пропитывается маслом, подаваемом через отверстие в верхней части корпуса. К прокладке прикреплены два кольцевых фитиля, которые соприкасаются с коническими

поверхностями вала. Прокладка и фитили не только проводят масло, но и фильтруют его.

При работе капельки масла, поступающие на конические поверхности вала, под действием центробежных сил отбрасываются по радиусу вращения вала. При этом центробежная сила, действующая на капельку, раскладывается на нормальную и касательную составляющую, которая перемещает капельку по конусной поверхности в сторону большего диаметра конуса, т.е. в сторону подшипника. Если в подшипник попадет несколько капелек масла, то этого достаточно на долгие часы работы.

**Смазывание разбрызгиванием** применяется в подшипниковых опорах горизонтальных валов, работающих с высокой частотой вращения. На валу возле подшипниковой опоры крепится диск, который на 1-5 мм погружается в масляную ванну. При вращении диск разбрызгивает капельки масла на стенки корпуса. Капельки, стекая по стенкам корпуса вниз, частично попадают в подшипник. При использовании данного способа смазки следует беспокоиться о том,

чтобы масляная струя, сходящая с диска, была не сильной и не залила подшипник.

**Смазывание подшипников насадками** применяется в узлах с вертикальным расположением вала. Насадка в виде

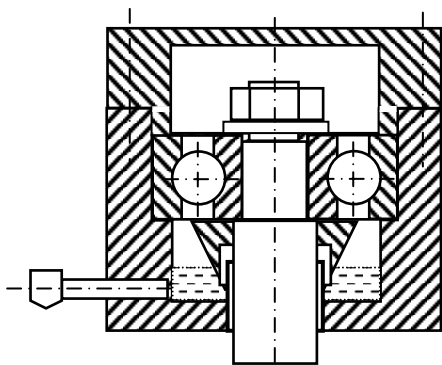


Рис. 53. Смазка конической насадкой

конической чашки крепится на валу под подшипником и погружается в масляную ванну (рис. 53). При вращении конической чашки одна из составляющих центробежной силы, действующей на капельку масла, направлена в сторону большего диаметра чашки. В результате этого капли

масла поступают из ванны к подшипнику. Смазывание насадками применяют при частоте вращения подшипников  $8000-10000 \text{ мин}^{-1}$ .

### Контрольные вопросы и задания

1. Дайте характеристику подшипников, применяемых в опорах шпинделей.
2. Дайте характеристику четырех схем фиксации подшипников в корпусе подшипников.
3. Изобразите схемы установки подшипников с предварительным натягом.
4. Изобразите возможные схемы крепления подшипника на валу.
5. Изобразите возможные схемы крепления подшипника в корпусе подшипника.
6. Что собой представляет подсистема смазки шпинделя?

7. Сформулируйте требования, предъявляемые к смазке подшипниковых опор.

8. Какие смазывающие материалы применяются для смазки подшипниковых опор?

9. Какие устройства применяются для смазки подшипников маслом?

## **8.6. Окончательное конструирование валов**

При эскизной компоновке шпинделя ориентировочно конструкция вала выбрана, определены размеры отдельных участков по длине и по диаметрам. На данной стадии конструирования необходимо окончательно определиться с конструкцией вала и деталей, посаженных на нем.

При конструировании вала учитывают требования к прочности, технологии изготовления и металлоемкость конструкции.

### **8.6.1. Конструирование по условию прочности**

На вале могут встречаться такие элементы как шпоночные пазы, резьбы, сквозные поперечные отверстия под штифты или установочные винты, канавки и др. Эти элементы вызывают концентрацию напряжений в вале и уменьшают его усталостную прочность. Поэтому, если вал имеет небольшой запас усталостной прочности, следует избегать элементов, вызывающих концентрацию напряжений.

В местах пониженной усталостной прочности нежелательно выполнение проточек для выхода инструмента. В этом случае сопряжение двух диаметров вала лучше выполнять в виде галтели. Там, где это возможно, переход от одно-

го диаметра к другому следует делать плавным с большим радиусом галтели [15].

Шпоночный паз, получаемый обработкой дисковой фрезой вызывает меньшую концентрацию напряжений, чем шпоночный паз, обработанный концевой фрезой, однако в последнем шпонка фиксируется более надежно.

Для осевого фиксирования нескольких деталей на валу рекомендуется использовать распорные втулки. В этом случае можно ограничиться одной-двумя резьбовыми соединениями на концах вала и снизить концентрацию напряжений.

Если размеры вала определяются не прочностью, а жесткостью или размерами подшипника, то запас усталостной прочности оказывается большой. В этом случае дополнительно стремиться к повышению прочности вала указанными способами нет необходимости, и главное внимание следует уделить технологичности вала.

### **8.6.2. Учет технологии изготовления и сборки**

**Требования к изготовлению.** Конструкция вала должна быть технологичной для изготовления. Для этого в конструкции должны быть учтены следующие рекомендации.

Чтобы не увеличивать номенклатуру резцов, радиусы галтелей и углы фасок на одном валу должны быть по возможности одинаковыми.

Для выхода резьбонарезного и шлифовального инструмента в конструкции вала следует предусмотреть проточки. Ширину проточек тоже надо делать одного размера.

Если по длине вала имеется несколько шпоночных пазов, то для удобства фрезерования их следует размещать на одной образующей и выполнять одинаковой ширины. Это

позволит обрабатывать шпоночные пазы с одной установки вала одной фрезой.

Длинные шпоночные пазы должны обрабатываться дисковой фрезой, так как производительность фрезерования ею выше, чем концевой фрезой. В этом случае в конструкции вала следует предусмотреть выход для дисковой фрезы.

Призматическая шпонка должна сидеть в пазу вала с натягом. Ширину паза следует принимать с допуском по  $P9$ . Поля допусков ширины шпоночного паза отверстия принимают следующие:

для неподвижного соединения нереверсивной передачи –  $J_s9$ ;

для неподвижного соединения реверсивной передачи –  $P9$ ;

для подвижного соединения –  $D10$ .

Поперечные отверстия в вале, если они необходимы, должны быть цилиндрическими или овальными, что позволит обработать их сверлом или концевой фрезой.

На поверхности, подлежащей шлифованию, выполнять продольные пазы нежелательно. Таковую поверхность трудно шлифовать.

На торцах и ступенях участков вала следует делать фаски, облегчающие сборку и притупляющие острые кромки.

**Требования к сборке.** По технологии сборки к валу предъявляется одно требование: **вал должен иметь такую конструкцию, чтобы каждая сидящая на нем деталь проходила при сборке до места посадки без натяга.** Поэтому, если на вал с одной стороны устанавливается несколько деталей с натягом, то этот участок вала должен быть ступенчатым.

На рис. 54 показаны различные варианты установки на вал с натягом колеса и подшипника.



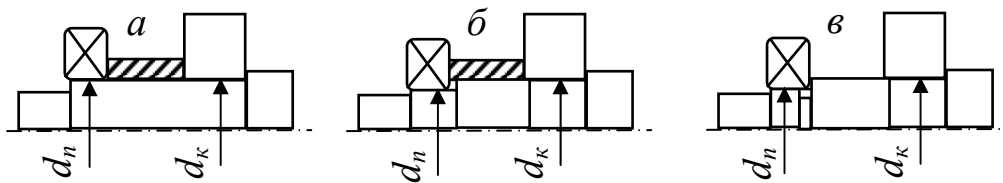


Рис. 54. Варианты установки деталей на вал

При установке деталей на гладкий участок вала (рис. 54, а) сборка узла затруднена. Путь запрессовки колеса большой, что делает сборку и разборку трудоемкой и приводит к искажению посадочной поверхности отверстия колеса. Кроме того, колесо деформирует поверхность вала и ослабляет посадку подшипника.

Вал, показанный на рис. 54, б, имеет для каждой детали свой участок. До места посадки детали свободно перемещаются вручную и не деформируют другие участки. Однако вал получается многоступенчатым, изготовление его трудоемко.

При исполнении вала по рис. 54, в колесо и подшипник упираются в буртики. В этом случае от распорной втулки можно отказаться и упростить конструкцию. Однако на посадочной поверхности под подшипник необходимо выполнить канавку для выхода шлифовального круга.

Если на вал устанавливается с натягом длинная втулка

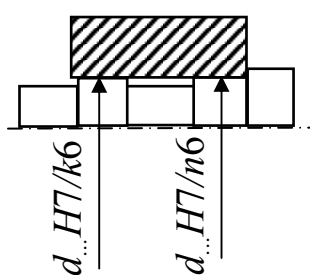


Рис. 55. Установки длинной втулки на вал

(рис. 55), то выполнять шейки вала разного диаметра нежелательно из-за неизбежной несоосности посадочных мест вала и втулки и значительных деформаций поверхностей при сборке. В этом случае обе шейки вала следует выполнить одного диаметра и ослабить натяг на первой по направлению сборки шейке.

### 8.6.3. Учет металлоемкости конструкции

Для уменьшения расхода металла и снижения трудоемкости обработки перепады диаметров ступеней вала должны быть минимальными. Однако низкие буртики не обеспечивают точного базирования детали. Этого можно добиться установкой упорных колец 2 (рис. 56).

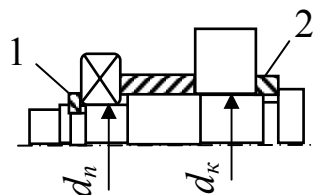


Рис. 56. Фиксация деталей кольцами

Установкой пружинных колец 1 или разъемных врезных полуколец деталь можно зафиксировать на гладком вале.

Значительное снижение расхода металла можно получить путем проектирования пустотелого вала с использованием при изготовлении толстостенных труб.

Призматическую шпонку после ее посадки в паз вала вынимать нежелательно. В связи с этим перепад диаметров должен быть таким, чтобы шпонка не мешала свободному проходу детали по валу.

Сегментные шпонки легко вставляются и вынимаются из шпоночного паза, поэтому, применяя их, можно уменьшить перепад диаметров участков вала.

## 9. Допуски и посадки

### 9.1. Общие сведения

Детали машин изготавливают по чертежам, на которых указаны форма поверхности детали, размеры, шероховатость и требования к точности изготовления. Размеры, поставленные на чертеже, называются **номинальными**.

Обработать деталь точно по номинальному размеру практически невозможно. Фактические размеры обработанной детали всегда отличаются от номинальных. Поэтому каждый номинальный размер ограничивают двумя **предельными размерами**: наибольшим и наименьшим. На черте-

же вместо предельных размеров рядом с номинальным указывают два предельных отклонения, например,  $75_{+0,02}^{+0,021}$  мм,  $175_{-0,040}^{+0,40}$  мм,  $175 \pm 0,02$  мм. Отклонения, равные нулю не указывают [35].

**Действительным отклонением** называется алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами. **Предельное отклонение** – алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами. Одно предельное отклонение из двух называется верхним, а другое – нижним. Графически отклонения откладывают относительно горизонтальной нулевой линии. **Нулевая линия** – линия, соответствующая номинальному размеру. Одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), ближайшее от нулевой линии, называют **основным отклонением**. Для валов и отверстий установлено (ГОСТ 25346-82) по 28 основных отклонений. Условно они обозначаются буквами латинского алфавита: для валов – строчными буквами, для отверстий – прописными.

Зону (поле), ограниченную верхним и нижним отклонением, называют **полем допуска**. Оно характеризуется величиной допуска и его положением относительно номинального размера. Допуск характеризует точность изготовления детали, а положение поля допуска определяет тип посадки при сборке деталей.

Допуски и посадки нормализованы государственными стандартами, входящими в две системы: ЕСДП – "Единая система допусков и посадок" (ГОСТ 25346-82, 85347-82, 25348-82) и ОНВ – "Основные нормы взаимозаменяемости" (ГОСТ 25670-83). ЕСДП распространяется на допуски размеров гладких элементов деталей и на посадки, образуемые при соединении этих деталей. ОНВ регламентирует допуски и посадки шпоночных, шлицевых, резьбовых и конических изделий.

Классы (уровни, степени) точности в ЕСДП названы квалитетами. **Квалитет** (степень точности) – ступень градации значений допусков системы. С увеличением номера квалитета допуск для всех номинальных размеров также растет.

В ЕСДП установлено 19 квалитетов, обозначаемых порядковым номером: 01; 0; 1; 2; 3; ... 16; 17. Точность размера убывает от квалитета 01 к квалитету 17.

Для нужд деревообрабатывающей промышленности разработан дополнительно квалитет с номером 18 и допуском IT18. ГОСТ 6449.1-82 "Изделия из древесины и древесных материалов. Допуски и посадки" устанавливает девять квалитетов с 10 по 18.

Поле допуска вала или отверстия указывают после номинального размера буквой основного отклонения и номером квалитета. Например, 45h7 означает вал диаметром 45 мм 7-го квалитета.

Характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов, называется **посадкой**. Различают посадки с зазором, с натягом и переходные. Пример обозначения – H7/h6.

## 9.2. Расчет допуска квалитета

Допуск квалитета условно обозначают буквами *IT* с номером квалитета, например, *IT6* – допуск 6-го квалитета.

Допуски в квалитетах 5-17 определяют по формуле

$$ITq = ai, \quad (132)$$

где  $q$  – номер квалитета;

$a$  – число единиц допуска;

$i$  – значение единицы допуска, мкм, зависимое от номинального размера.

Количество единиц допуска  $a$  для квалитетов с 5 по 17 приведено ниже:

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$a$	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

Значение единицы допуска для размеров 1...500 мм находят по табл. 32 или по формуле, мкм:

$$i = 0,45\sqrt[3]{D_c}, \quad (133)$$

где  $D_c$  – среднее геометрическое граничных значений интервала номинальных размеров, мм.

Все номинальные размеры в ЕСДП разбиты по интервалам, которые читаются в границах "свыше...до".

Основные интервалы размеров, мм, приведены ниже:

10...3; 3...6; 6...10; 10...18; 18...30; 30...50; 50...80; 80...120; 120...180; 180...250; 250...315; 315...400; 400...500; 500...630; 630...800; 800...1000; 1000...1250; 1250...1600; 1600...2000; 2000...2500; 2500...3150; 3150...4000; 4000...5000; 5000...6300; 6300...8000; 8000...1000.

Величина

$$D_c = \sqrt{D_{\min} D_{\max}}, \quad (134)$$

где  $D_{\min}$ ,  $D_{\max}$  – соответственно наименьшее и наибольшее граничное значение интервала номинальных размеров, мм.

Таблица 32

**Значения единицы допуска  $i$ , мкм, для интервалов номинальных размеров от 1 до 500 мм**

Интервалы		$i$	Интервалы		$i$
свыше	до		свыше	до	
-	3	0,6	80	120	2,2
3	6	0,75	120	180	2,5
6	10	0,9	180	250	2,9
10	18	1,1	250	315	3,2

18	30	1,3	315	400	3,6
30	50	1,6	400	500	4,0
50	80	1,9			

**Пример 1.** Вычислить допуск вала 7-го качества, если его номинальный размер равен 45 мм.

**Решение.** Размер 45 мм находится в интервале 30...45 мм.  
 $D_{min} = 30$  мм,  $D_{max} = 50$  мм.

Среднее геометрическое граничных значений интервала

$$D_c = \sqrt{30 \cdot 50} = 38,7 \text{ мм.}$$

Значение единицы допуска по формуле (132)

$$i = 0,45\sqrt[3]{38,7} + 0,001 \cdot 38,7 = 1,56 \text{ мкм.}$$

Для качества 7 количество единиц допуска  $a = 16$ .

Допуск вала по формуле (131)

$$IT_{17} = ai = 16 \cdot 1,56 = 24,9 = 25 \text{ мкм.}$$

Рассчитанные таким образом допуски качеств для номинальных размеров от 1 до 500 мм сведены в табл. 33.

## 9.3. Размерные цепи

**Размерной цепью** называется совокупность размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи и образующих замкнутый контур. С помощью размерных цепей решают конструкторские, технические, измерительные и другие задачи [23].

Размеры, входящие в размерную цепь, называют звеньями. Звенья обозначают прописными буквами с порядковыми цифровыми индексами. Например, для размерной цепи  $A$  звенья обозначают  $A_1, A_2, \dots, A_\Delta$ ; для цепи  $B$  —  $B_1, B_2, \dots, B_\Delta$ .

**Допуски квалитетов ЕСДП для основных валов  
и отверстий, мкм**

Интервалы номинальных размеров	Квалитет по ЕСДП									
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
До 3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250
Св. 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300
Св. 6 до 10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360
Св. 10 до 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430
Св. 18 до 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520
Св. 30 до 50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620
Св. 50 до 80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740
Св. 80 до 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870
Св. 120 до 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000
Св. 180 до 250	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150
Св. 250 до 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300
Св. 315 до 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400
Св. 400 до 500	27	40	63	97	155	250	400	530	970	1550

Каждое звено цепи выполняет свою функциональную роль. Различают следующие звенья.

**Замыкающее звено** ( $A_{\Delta}$ ,  $B_{\Delta}$ ) – звено размерной цепи, являющееся исходным при постановке задачи или получающееся последним в результате решения поставленной задачи.

Замыкающим звеном либо задаются, тогда оно считается исходным, либо его определяют при решении задачи.

**Составляющее звено** – звено размерной цепи, функционально связанное с замыкающим звеном.

**Увеличивающее звено** – составляющее звено размерной цепи, с увеличением которого замыкающее звено увеличивается. Например, звено  $\vec{B}_1$  размерной цепи  $B$ .

**Уменьшающее звено** – составляющее звено размерной цепи, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается. Например, звено  $\vec{A}_1$  размерной цепи  $A$ .

**Компенсирующее звено** – составляющее звено размерной цепи, изменением которого достигается требуемая точность замыкающего звена.

Построение схемы размерной цепи начинают с изображения замыкающего звена в виде размерной линии со стрелками. По часовой стрелке от замыкающего звена располагают остальные звенья цепи. Если все звенья цепи образовали замкнутый контур, то схема цепи построена правильно.

**Пример.** Построить схему размерной цепи фрезерного блока, состоящего из набора фрез колец и прокладок и предназначенного для обработки прямых ящичных шипов (рис. 57).

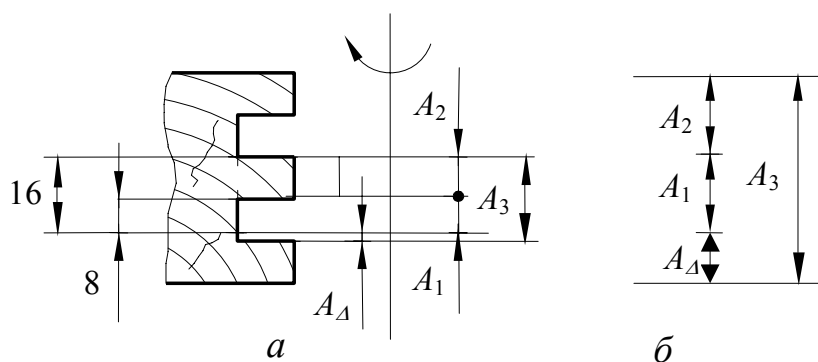


Рис. 57. Расчетная схема:

$a$  – параметры фрезерного блока и профиля изделия;

$б$  – размерная цепь

Зубья фрезы всегда имеют торцовое биение. Величина торцового биения принимается за замыкающий размер. Так как шиповое соединение не должно иметь зазоров, то  $A_{\Delta} = 0$ .



По определению звенья  $A_1$  и  $A_2$  являются уменьшающими, а звено  $A_3$  – увеличивающее.

Номинальный размер  $A_\Delta$  замыкающего звена равен разности сумм номинальных размеров увеличивающих звеньев и номинальных размеров уменьшающих звеньев:

$$A_\Delta = \sum_{i=1}^n \vec{A}_i - \sum_{n+1}^{m-1} \vec{A}_i, \quad (135)$$

где  $m$  – число звеньев размерной цепи;

$m - 1$  – число составляющих звеньев;

$n$  – число уменьшающих звеньев.

$$A_\Delta = A_3 - (A_1 + A_2) = 16 - (8 + 8) = 0.$$

Цепь (см. рис. 57, б) замкнута, следовательно схема изображена правильно.

**Типы задач.** С помощью теории размерных цепей решают два типа задач: прямую и обратную.

Задачу называют **прямой**, если по номинальному размеру и допуску (предельным отклонениям) замыкающего звена требуется определить номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех остальных звеньев размерной цепи. Прямая задача решается главным образом при конструировании изделия.

Задача называется **обратной**, если по установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев требуется определить номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Обратная задача решается преимущественно при разработке технологических процессов изготовления и сборки изделия, ее называют задачей технолога.

**Методы решения задач.** Для решения прямых и обратных задач по достижению точности замыкающего звена применяют следующие методы:

– прямой взаимозаменяемости;

– неполной взаимозаменяемости;

- групповой взаимозаменяемости;
- метод регулирования;
- метод пригонки.

В случаях, когда допускается возможный выход за пределы допуска замыкающего звена, расчет выполняют вероятностным методом. Расчет размерных цепей, у которых должна быть обеспечена полная взаимозаменяемость, называют расчетом по методу максимума – минимума.

**Решение обратной задачи методом полной взаимозаменяемости.** Верхнее и нижнее отклонения звена  $A_i$  размерной цепи принято обозначать  $E_s(A_i)$  и  $E_i(A_i)$  соответственно.

По аналогии с формулой (131) можно записать

$$E_s(A_\Delta) = \sum_{i=1}^n E_s(\bar{A}_i) - \sum_{n+1}^{m-1} E_i(\bar{A}_i), \quad (136)$$

$$E_i(A_\Delta) = \sum_{i=1}^n E_i(\bar{A}_i) - \sum_{n+1}^{m-1} E_s(\bar{A}_i), \quad (137)$$

**Верхнее отклонение  $E_s(A_\Delta)$**  замыкающего звена равно разности суммы верхних отклонений увеличивающих звеньев и суммы нижних отклонений уменьшающих звеньев.

**Нижнее отклонение  $E_i(A_\Delta)$**  замыкающего звена равно разности суммы нижних отклонений увеличивающих звеньев и суммы верхних отклонений уменьшающих звеньев.

**Допуск замыкающего звена  $TA_\Delta$  равен сумме допусков всех составляющих звеньев:**

$$TA_\Delta = \sum_{n+1}^{m-1} TA_i. \quad (138)$$

Допуск  $TA_\Delta$  можно уменьшить путем сокращения количества составляющих звеньев и допусков на их изготовление.

**Пример.** Провести расчет размерной цепи методом полной взаимозаменяемости по расчетной схеме, приведен-

ной на рис. 56, и убедиться, что заданный зазор  $A_{\Delta} = 0$  будет обеспечен.

*Решение.* 1. Для номинальных размеров назначаем предельные отклонения. В случае сопрягаемых поверхностей отклонения назначают по таблицам в соответствии с посадками и качествами. Для свободных размеров: для вала (минус) –  $(IT12, IT13, \dots, IT17)$ ; для отверстия (плюс) +  $(IT12, IT13, \dots, IT17)$ ; остальных  $\pm IT14/2$ .

В соответствии с ГОСТ 6449-76 в шиповых соединениях рекомендуется посадка  $H13/k13$ . Тогда размер проушин равен  $8^{+0,22}$  мм, толщина шипа –  $8^{+0,22}$  мм, шаг шипового соединения (как отверстия) –  $16^{+0,27}$  мм.

С учетом торцевого биения фрезы размеры фрезерного блока назначим более точно: ширина фрезы (допуск принимаем по табл. 44 как для вала по 10 качеству) –  $8_{-0,058}$  мм, толщина кольца (отверстие по 8 качеству) –  $8^{+0,22}$  мм, шаг фрезы (отверстие по 10 качеству) –  $16^{+0,07}$  мм.

2. Верхнее предельное отклонение для замыкающего звена по формуле (27):

$$E_s(A_{\Delta}) = 0,07 - (-0,058 + 0) = 0,128 \text{ мм.}$$

3. Нижнее предельное отклонение по формуле (136):

$$E_i(A_{\Delta}) = 0 - (0 + 0,022) = -0,022 \text{ мм.}$$

4. Допуск замыкающего звена по формуле (134):

$$TA_{\Delta} = 0,058 + 0,022 + 0,070 = 0,150 \text{ мм.}$$

**Вывод.** При назначенных размерах фрезерного блока торцевое биение фрезы возможно в пределах 0,150 мм, что вполне реально.

**Решение прямой задачи методом полной взаимозаменяемости.** При решении прямой задачи замыкающее звено называют исходным. Его размером и отклонениями предварительно задаются.

Прямую задачу часто решают способом допусков одного качества. Это означает, что все составляющие звенья изготавливают по одному качеству точности.

Число единиц допуска замыкающего  $A_{\Delta}$  может быть найдено по формуле

$$a = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m-1} i}, \quad (139)$$

где  $i$  – значение единицы допуска, мкм, находится по уравнению (24) и табл. 43.

Допуски на составляющие звенья подбирают так, чтобы уравнение (30) выполнялось. Если это условие не выполняется, то изменяют допуск одного или двух звеньев, добиваясь удовлетворения уравнения (30).

Предельные отклонения для увеличивающих звеньев назначают как для отверстий, а для уменьшающих звеньев – как для основных валов.

**Пример.** Для фрезерного блока (см. рис. 41) предусмотрен зазор замыкающего звена  $A_{\Delta}$  на торцовое биение зубьев фрезы. Допустимое биение находится в пределах  $0 \dots 0,15$  мм.

Требуется назначить допуску и предельные отклонения на составляющие звенья: ширины фрезы  $\bar{a}_1 = 8$  мм, толщины кольца  $\bar{a}_2 = 8$  мм и шага  $\bar{a}_3 = 16$  мм.

*Решение.* 1. Находим номинальный размер  $A_{\Delta}$  по формуле (26):

$$A_{\Delta} = 16 - (8 + 8) = 0 \text{ мм.}$$

2. Верхнее  $E_s(A_{\Delta})$  и нижнее  $E_i(A_{\Delta})$  отклонения замыкающего звена:

$$E_s(A_{\Delta}) = A_{\Delta \max} - A_{\Delta} = 0,15 - 0 = 0,150 \text{ мм;}$$

$$E_i(A_{\Delta}) = A_{\Delta \min} - A_{\Delta} = 0 - 0 = 0 \text{ мм.}$$

3. Допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = E_s(A_{\Delta}) - E_i(A_{\Delta}) = 0,15 - 0 = 0,150 \text{ мм} = 150 \text{ мкм.}$$

4. Значения единиц допуска  $i$  составляющих звеньев (см. табл. 43): 0,9; 0,9 и 1,1 мкм.

5. Среднее число единиц допуска по формуле (30):

$$a = \frac{150}{0,9 + 0,9 + 1,1} = \frac{150}{2,9} = 51,7.$$

Полученному значению ближе подходит квалитет 9 ( $a = 40$ ) или 10 ( $a = 64$ ). Все звенья размерной цепи не могут быть выполнены по одному квалитету.

Назначим предельные отклонения для увеличивающего звена  $\bar{A}_3 = 16$  мм как для основного отверстия ( $H10$ ):

$E_s(A_3) = +0,070$  мм,  $E_i(A_3) = 0$ ; а для уменьшающих звеньев  $h10$  и  $h8$  – как для основных валов:  $A_2 = 8_{-0,058}$  мм и  $A_1 = 8_{-0,022}$  мм.

6. Пересчет верхнего и нижнего отклонений замыкающего звена (27), (28):

$$E_s(A_{\Delta}) = 0,070 - (-0,058 - 0,022) = 0,150 \text{ мм};$$

$$E_i(A_{\Delta}) = 0 - (0 + 0) = 0 \text{ мм.}$$

7. Допуск замыкающего звена  $T(A_{\Delta}) = 0,15$  мм.

Если допуск квалитета  $q$  определяется по формуле (23), то допуск  $i$ -го звена размерной цепи

$$TA_i = ai.$$

Допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i = a \sum_{i=1}^{m-1} i.$$

Отсюда можно найти число единиц допуска

$$a = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m-1} i}, \quad (140)$$

где  $i$  – единица допуска.

По значению  $a$  выбирают качество составляющих звеньев.

**Пример 4.** На сборочном чертеже (рис. 58) показаны номинальные размеры деталей. При сборке необходимо обеспечить гарантированный торцовый зазор между деталями в пределах  $0,5-0,682$  мм.

Требуется назначить допуски и предельные отклонения собираемых деталей.

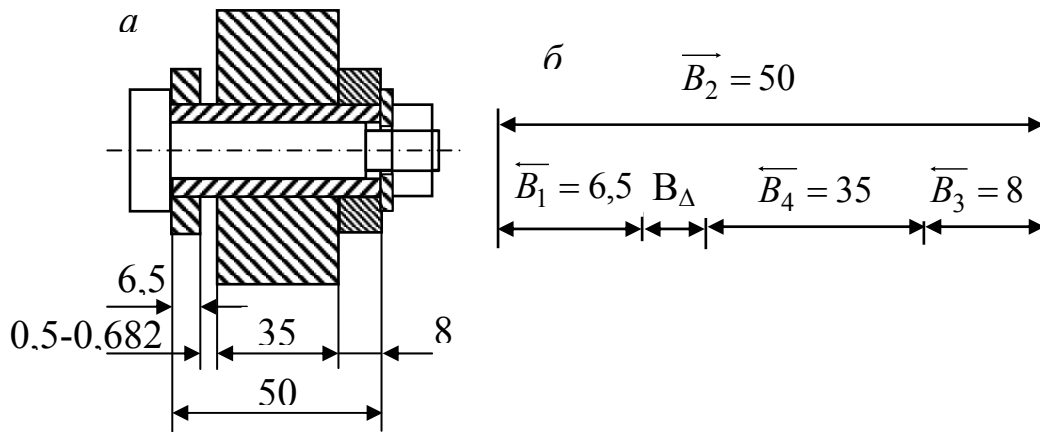


Рис. 58. Сборочная единица:  
 $a$  – схема с размерами;  $b$  – размерная цепь

*Решение.* Для решения примера составим табл. 34 и занесем в нее результаты расчетов.

Таблица 34

**Результаты расчетов размерной цепи**

Звено $B_i$	Размер $B_i$ , мм	Единица допуска $i$ , мкм	Допуск $T B_i$ , мкм		Ква- литет $I T q$	Предельные отклонения, мкм	
			по IT9	после коррек- тировки		$ES(B_i)$	$EI(B_i)$

$\overline{B_2}$	50	1,6	62	62	9	62	0
$\overline{B_1}$	6,5	0,9	36	22	8	0	-22
$\overline{B_3}$	8	0,9	36	36	9	0	-36
$\overline{B_4}$	35	1,6	62	62	9	0	62
Сумма		5	196	182			

Номинальный размер  $B_{\Delta}$  замыкающего звена

$$B_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \overrightarrow{B_i} - \sum_{i=1}^{m-1} \overleftarrow{B_i} = \overrightarrow{B_2} - (\overleftarrow{B_1} + \overleftarrow{B_3} + \overleftarrow{B_4}) = 50 - (6,5 + 8 + 35) = 0,5 \text{ мм.}$$

Верхнее  $ES$  и нижнее  $EI$  отклонение замыкающего звена

$$ES(B_{\Delta}) = B_{\Delta \max} - B_{\Delta} = 0,682 - 0,5 = 0,182 \text{ мм,}$$

$$EI(B_{\Delta}) = B_{\Delta \min} - B_{\Delta} = 0,5 - 0,5 = 0.$$

Допуск замыкающего звена

$$TB_{\Delta} = ES(B_{\Delta}) - EI(B_{\Delta}) = 0,182 - 0 = 0,182 \text{ мм.}$$

Единицы допуска номинальных размеров заносим в табл. 27, используя данные табл. 25.

Среднее число единиц допуска

$$a = \frac{TB_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m-1} i} = \frac{182}{5} = 36,4.$$

Ближайшее табличное значение  $a = 40$  и соответствует качеству 9. Это значит, что подавляющее количество звеньев можно выполнить по  $IT9$ , но не все.

Используя табл. 26, заполняем колонку "Принятый по  $IT9$ " и получаем сумму  $TB_i = 196$  мкм.

Допуск замыкающего звена  $TB_{\Delta}$  должен быть равен сумме допусков всех составляющих звеньев:

$$TB_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TB_i.$$

Допуск замыкающего звена  $T_{B_{\Delta}}$  согласно расчетам равен 182 мкм. Заносим это число в расчетную таблицу и проводим корректировку значений  $T_{B_i}$  некоторых звеньев. Используя табл. 35 и 36 находим предельные отклонения звеньев. Эти размеры должны быть проставлены на чертеже.

Таблица 35

**Система отверстия. Верхние ES и нижние EI отклонения, мкм, основных отверстий в ЕСПД**

Поле допуска отверстия	Отклонение отверстия	Интервал номинальных размеров основных отверстий, мм					
H6	ES/ EI	9/0	11/0	13/0	16/0	19/0	22/0
H7	ES/ EI	15/0	18/0	21/0	25/0	30/0	35/0
H8	ES/ EI	22/0	27/0	33/0	39/0	46/0	54/0
H9	ES/ EI	36/0	43/0	52/0	62/0	74/0	87/0
H10	ES/ EI	58/0	70/0	84/0	100/0	120/0	140/0
H11	ES/ EI	90/0	110/0	130/0	160/0	190/0	220/0
H12	ES/ EI	150/0	180/0	210/0	250/0	300/0	350/0
H13	ES/ EI	220/0	270/0	330/0	390/0	460/0	540/0
H14	ES/ EI	360/0	430/0	520/0	620/0	740/0	870/0

Таблица 36

**Система вала. Верхние es и нижние ei отклонения, мкм, основных валов в ЕСПД**



Поле допуска вала	Отклонение вала	Интервал номинальных размеров основных отверстий, мм					
		0/9	0/11	0/13	0/16	0/19	0/22
h6	es/ ei	0/9	0/11	0/13	0/16	0/19	0/22
h7	es/ ei	0/15	0/18	0/21	0/25	0/30	0/35
h8	es/ ei	0/22	0/27	0/33	0/39	0/46	0/54
h9	es/ ei	0/36	0/43	0/52	0/62	0/74	0/87
h10	es/ ei	0/58	0/70	0/84	0/100	0/120	0/140
h11	es/ ei	0/90	0/110	0/130	0/160	0/190	0/220
h12	es/ ei	0/150	0/180	0/210	0/250	0/300	0/350
h13	es/ ei	0/220	0/270	0/330	0/390	0/460	0/540
h14	es/ ei	0/360	0/430	0/520	0/620	0/740	0/870

## Контрольные вопросы

1. Какие размеры называют номинальными, фактическими, предельными?
2. Что такое предельное отклонение и поле допуска?
3. Что такое квалитет, сколько их установлено в ЕСДП?
4. Как определяется допуск квалитета?
5. Что такое размерная цепь? Какие различают звенья в размерной цепи?
6. Как решается прямая и обратная задача с помощью теории размерных цепей?

### 10. Компоновка механизмов подач

#### 10.1. Общие правила конструирования

Конструирование механизма подачи ведется на основе общей компоновки станка, расчетных размеров деталей и

принятого деления конструкции на сборочные единицы. На данном этапе конструкция механизма подачи уточняется, обростает подробной проработкой узлов и деталей, проводятся более подробные расчеты размеров деталей. При этом стремятся сделать конструкцию более компактной, занимающей меньшее пространство, чем получено при общей компоновке машины. Это позволяет значительно снизить вес конструкции. По возможности сокращают длины валов, применяют такие крепежные детали, которые позволили бы уменьшать размер других деталей и т. п.

**Улучшение компактности может быть достигнуто упрощением конструкции, а также изменением компоновки механизма подачи.**

Расчетные размеры деталей при компоновке приходится изменять и округлять в соответствии с нормами, размерами применяемых подшипников. Если размеры ответственных деталей получаются меньшими, чем при предварительном расчете, необходимо выполнять проверочный расчет по новым размерам, чтобы определить, достаточен ли будет запас прочности. Если же размеры деталей получаются большими, то также выполняется проверочный расчет. Применения материал повышенного качества, добиваются уменьшения размеров детали.

При конструировании механизма подачи выявляются конструктивные формы отдельных деталей. Конструктор должен предусмотреть в конструкции детали элементы, которые требуются по конструктивным и технологическим соображениям. Это канавки для выхода режущего инструмента, различные выточки, галтели, шпоночные канавки, отверстия для центровки и т. п. Если нагрузки на деталь значительны, то необходимо произвести проверочный расчет с учетом концентрации напряжений в опасных сечениях.

Основными руководящими документами для конструктора являются:

- альбомы и таблицы унифицированных узлов и деталей;
- заводские нормали часто применяющихся деталей;
- заводские нормали крепежных деталей;
- ГОСТы и ОСТы крепежных и других деталей.

Ориентировочное значение шероховатости поверхности детали находят по величине среднеквадратичной высоты микронеровностей, мкм:

$$h_{срк} = k\Delta, \quad (141)$$

где  $k$  – коэффициент пропорциональности ( $k = 0,15 \dots 0,25$ );

$\Delta$  – допуск на размер детали, мкм, т.е. разность между верхним и нижним предельными отклонениями размера.

По найденному  $h_{срк}$  назначают шероховатость поверхности в соответствии с ГОСТ 2789-73.

*Пример.* На детали поставлен размер отверстия  $\varnothing 100H8$ .

*Назначить* шероховатость поверхности. По справочным таблицам находим предельные отклонения размера, а по ним – допуск на размер детали  $\Delta = 54-0 = 54$  мкм. Среднеквадратичная высота микронеровностей  $h_{срк} = k\Delta = 0,15 \cdot 54 = 8,1$  мкм. Назначаем шероховатость поверхности с параметром  $R_a = 6,3$  мкм.

При проектировании необходимо стремиться к тому, чтобы в конструкции было как можно больше стандартных одинаковых размеров диаметров валов и отверстий, одинаковых посадок, резьб. Это позволит при изготовлении деталей пользоваться меньшим количеством измерительного инструмента.

Касаясь последовательности разработки рабочих чертежей оригинальных деталей, заметим, что в первую очередь следует конструировать внутренние детали узла, а затем – детали корпуса, облегающих узел. Это вызвано тем, что при проектировании внутренних деталей возможны изменения в их конструкции, что приводит к необходимости соответственного изменения корпусных деталей.

После определения конструкции и формы детали, подсчитывается ее чистая масса.

На основании изложенного выше следует, что **компоновка механизма подачи предполагает уточнение конструкции и размеров сборочных единиц и деталей и размещение их в объеме пространства, определенного по общей компоновке станка.**

## **10.2 Конструирование механизмов подач**

### **10.2.1. Общие сведения**

**Механизм подачи – одна из подсистем деревообрабатывающего станка, предназначенная для передвижения заготовки или режущего инструмента при осуществлении движения подачи в процессе резания.**

При конструировании механизма подачи используется системный подход. Такой подход выражается в понимании самого механизма подачи как подсистемы системы "станок", а также в понимании процесса проектирования как системного по своей логике. Системный подход предполагает, что механизм подачи как целое состоит из взаимосвязанных элементов. Отсюда отрицание элементарного подхода, неверно ориентирующего при синтезе на простое объединение "сосуществование" независимых элементов. Системный подход требует всестороннего учета при проектировании механизма подачи свойств отдельных элементов и окружающей среды.

Механизм подачи состоит из двигателя, преобразователя движения и органа подачи, который обеспечивает движение подачи, прижим заготовки и ее базирование.

Движение подачи обеспечивается силой трения при подаче заготовки вальцами или гусеницами или толкающим органом, который двигается параллельно направлению подачи и перемещает вместе с собой заготовку. К толкающим ор-

ганам относят упоры цепей, каретки, суппорты, карусельные столы, барабаны.

К механизмам подачи предъявляются следующие **основные требования:**

точное выполнение заданного закона движения заготовки;

исключение перебазирования заготовки (режущего инструмента) в процессе обработки;

возможность регулирования скорости подачи;

компактность, удобство обслуживания и безопасность в работе;

прочность, жесткость и высокая износостойкость.

### 10.2.2. Базирующие устройства

**Понятия и определения.** Для получения на станке детали заданной формы и размеров заготовку необходимо сначала правильно сориентировать относительно режущего инструмента, а затем, сохраняя ее неизменное положение, выполнить движение подачи. При механической обработке на заготовку действуют силы резания, вибрации, которые препятствуют сохранению неизменной ее ориентации. В связи с этим положение сориентированной заготовки следует зафиксировать. Процесс ориентирования заготовки и ее фиксации называют базированием.

**Базирование - процесс обеспечения точной ориентации обрабатываемых объектов относительно режущих инструментов и сохранения заданной ориентации в течение обработки.**

Для ориентирования на заготовке различают **технологические базы:** главную, направляющую и упорную. Для доски например, главной базирующей поверхностью будет плась, направляющей базой – боковая длинная кромка и упорной базой – торцовая поверхность.

Станки для базирования снабжаются системой базирующих устройств. К ним относятся собственно базирующие (ориен-

тирующие) элементы, которые называют еще **установочными базами станка**, а также прижимные и зажимные элементы. Установочными базами на станках могут быть столы, каретки, суппорты, направляющие линейки, угольники, упоры и т.д. Кроме того, на станке могут быть действительные направляющие.

**Действительные направляющие – это те направляющие, по которым осуществляется сближение заготовки и режущего инструмента.**

**Способы базирования.** При ориентировании обрабатываемая заготовка взаимодействует своими технологическими базами с установочными базами станка. Установочные базы станков по конструктивным признакам могут быть подвижными и неподвижными. Те и другие обеспечивают базирование подвижное, неподвижное и комбинированное.

**Подвижным (скользящим) называют базирование, при котором главная технологическая база заготовки скользит по установочной базе станка.**

*При подвижном базировании* обрабатываемая заготовка имеет одну степень свободы, находится с установочной базой в состоянии подвижного контакта. Технологические базы заготовки главная 1 и направляющая 4 (рис. 59, а) непрерывно скользят по установочным базам стола 2 и направляющей линейки 3. Точность обработки в данном случае не велика.

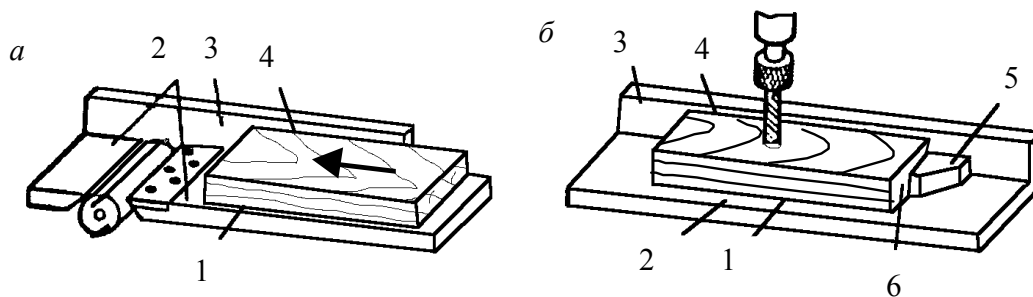


Рис. 59. Базирование детали: а – подвижное; б – непод-

**Неподвижным называют базирование, при котором главная технологическая база заготовки не перемещается относительно установочной базы станка.**

*При неподвижном базировании* заготовка в процессе обработки лишена всех степеней свободы, то есть неподвижна относительно базовых элементов станка (рис. 59, б). Технологические базы заготовки главная 1, направляющая 4 и упорная 6 непод-

вижны относительно установочных баз стола 2, линейки 3 и упора 5. Фиксация заданного положения осуществляется вручную. При таком базировании точность обработки достаточно велика.

**Комбинированным называют базирование, при котором одна часть заготовки имеет неподвижное базирование, а другая – подвижное.**

На рис. 60 показана схема комбинированного базирования бревна. Передний конец бревна 1 опирается на установочные базовые поверхности лотка 2, а задний конец жестко зафиксирован зубчатым толкателем 3 и перемещается им с помощью цепи.

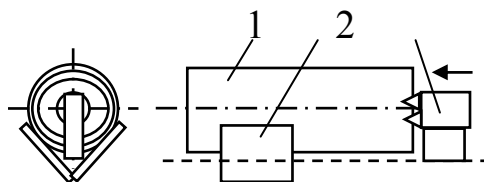


Рис. 60. Комбинированное базирование

**Прижимы и зажимы.**

Для фиксации обрабатываемых заготовок по установочным базирующим элементам в

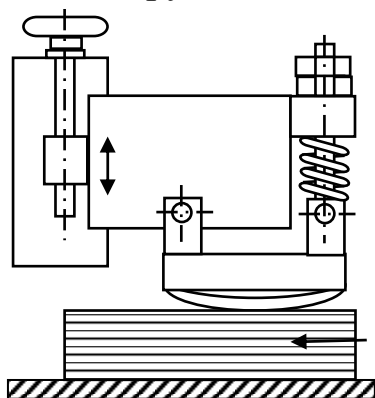


Рис. 61.

Прижим с подпружиненным башмаком

станках применяют **прижимы** различной конструкции. Прижимы применяются при подвижном базировании. На рис. 61 в качестве примера показан прижим с подпружиненным башмаком. Для уменьшения трения между башмаком и заготовкой башмак может быть снабжен роликами.

На станках с поперечной подачей деталей прижимное устройство выполняют в виде нескольких параллельных ветвей, оснащенных бесконечными

клиновыми ремнями (рис. 62).

Ремень 1, надетый на свободно вращающиеся шкивы 3, в рабочей зоне опирается на ряд подпружиненных роликов 2. Натяжение ремня можно регулировать, смещая ось шкива относительно корпуса прижима.

В станках с неподвижным базированием используют **зажимы**. Для лучшего сцепления с обрабатываемой заго-

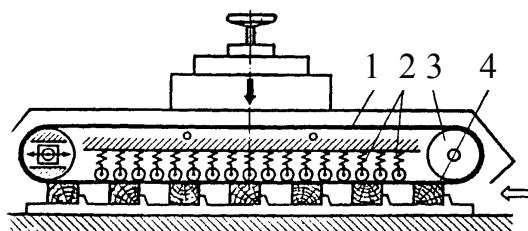


Рис. 62. Прижим клиновыми ремнями

товкой рабочие поверхности зажимов делают обрезиненными.

Зажимы бывают с ручным, механическим, пневматическим или гидравлическим приводом. На рис. 63 показан рычажно-эксцентриковый зажим с ручным приводом. При повороте рукоятки вниз эксцентрик, опираясь на головку винта, поднимает правый конец двулучевого рычага вверх, в результате чего происходит зажим заготовки.

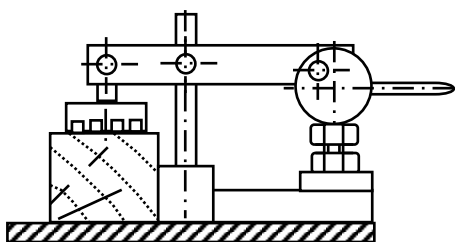


Рис. 63. Зажим рычажно-эксцентриковый

### Контрольные вопросы и задания

1. Что понимается под компоновкой сборочной единицы?
2. Дайте определение механизма подачи.
3. Сформулируйте требования, предъявляемые к механизму подачи.
4. Дайте определение базирования.
5. Поясните следующие понятия: технологическая база, установочная база, действительные направляющие.
6. Базирование заготовки может быть подвижным, ... (продолжите ряд).
7. Прижимы и зажимы. Поясните, какова между ними разница, для чего они применяются?

### 10.2.3. Типы механизмов подач

**Суппортные механизмы подач.** Суппортные механизмы подач обеспечивают возвратно-поступательное движение режущего инструмента и находят применение в станках токарных, лущильных, сверлильных, круглопильных, фрезерных и др. Их устройство отличается простотой и надежностью. Направляющие суппортов обычно делаются



круглыми длиной до 2 м. Привод может быть гидравлическим или пневматическим [36].

**Механизм подачи с прямолинейно перемещаемым столом** (рис. 64) находит ограниченное применение, так как станки с таким механизмом подачи трудно встраивать в линии. Используется, например, в шипорезном станке ШПА40.

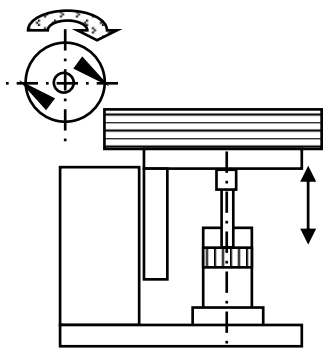


Рис. 64. Схема механизма подачи стола

**Механизмы с перемещаемыми каретками.** Подача каретками находит применение в станках шипорезных, фрезерных, круглопильных, ленточнопильных, лесопильных рамах и др. Привод каретки может быть механическим или гидравлическим.

Заготовка базируется на каретке неподвижно. Точность обработки определяется точностью изготовления и монтажа действительных направляющих, на которых установлена каретка.

**Гусеничные механизмы подачи.** Гусеничные механизмы используются преимущественно в круглопильных прирезных станках. Они надежно базируют обрабатываемый материал и обеспечивают точное прямолинейное перемещение его относительно режущего инструмента. Заготовка прижимается к гусенице колодочным или роликовым прижимом. Давление прижима, вес заготовки и гусеницы воспринимаются действительными направляющими, по которым скользит гусеница. Износ направляющих – основной недостаток гусеничного механизма подачи.

Коэффициент сцепления гусеницы с древесиной зависит от геометрических параметров элементов насечки. Насечки на поверхности гусеницы могут быть прямоугольного или трапециидального сечения (рис. 65), продольного или поперечного направления. Наилучшее сцепление дают гу-

сеницы с продольно-поперечной насечкой. При этом коэффициент сцепления  $\mu = 0,45 \dots 0,5$ . Элементы гусениц с поперечной насечкой дают коэффициенты сцепления

$\alpha$   $\mu = 0,3 \dots 0,4$ . Для элементов насечки прямоугольного сечения, когда углом  $\alpha = 0$ , коэффициент сцепления достигает максимального значения. Однако в этом случае гусеница подвергнута засорению опилками. При  $\alpha = 30^\circ$  коэффициент сцепления несколько меньше, но и засорение насечек уменьшается.

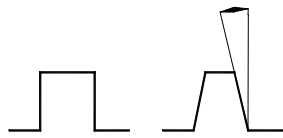


Рис. 65. Профили насечек гусениц

**Двух цепные конвейерные механизмы подачи.** Такие механизмы подачи применяются в станках для поперечной обработки длинных брусковых заготовок: шипорезных, круглопильных и др. Конвейер состоит из двух одинаковых пластинчатых цепей, надетых на звездочки и опирающихся на действительные направляющие. На звеньях цепей с постоянным шагом закреплены упоры.

Обрабатываемая заготовка базируется на цепях по упорам и прижимается прижимами. В этом случае осуществляется неподвижное базирование.

Иногда цепи располагаются ниже действительных направляющих. В этом случае заготовка базируется на действительных направляющих по упорам цепей и скользит по направляющим. Осуществляется подвижное базирование. Могут быть и другие варианты подачи.

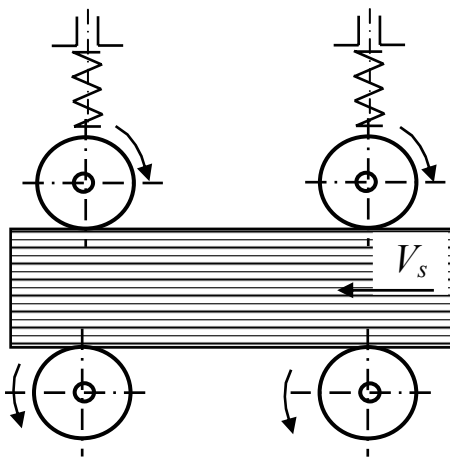


Рис. 66. Схема вальцового механизма подачи

вительных направляющих по упорам цепей и скользит по направляющим. Осуществляется подвижное базирование. Могут быть и другие варианты подачи.

**Вальцовые механизмы подачи.** Это один из самых распространенных видов подающих механизмов

(рис. 66). Механизм подачи состоит из приводных верхних и нижних вальцов, которые базируют заготовку и надвигают ее на режущий инструмент. Верхние вальцы выполнены прижимными. Прижим обеспечивается пружинами или собственным весом вальцов.

Для обеспечения точного базирования оси всех вальцов должны быть строго параллельными, однако это выполнить чрезвычайно трудно. Если ось вальца не перпендикулярна к направлению подачи, то при движении заготовки на вальце возникает составляющая силы сцепления, которая направлена вдоль оси вальца. Эта сила вызывает перебазирование заготовки.

Для превращения вреда в пользу механизм подачи снабжают продольной направляющей линейкой и оси всех вальцов наклоняют к линейке под углом  $88^\circ$ . В этом случае вальцы прижимают заготовку к линейке, обеспечивают надежное базирование и подачу.

## **10.3. Расчет вальцовых механизмов подачи**

### **10.3.1. Постановка задачи**

**Пространство параметров.** Вальцовый механизм подачи деревообрабатывающего станка может включать следующие элементы: верхние и нижние вальцы, прижимные ролики, скользящие прижимы и стружколоматели.

Пусть расчетная схема механизма подачи выбрана. Надо рассчитать тяговое усилие и мощность двигательного механизма привода.

В процессе решения задачи нас будут интересовать основные параметры механизма подачи, такие как диаметры верхних, нижних вальцов и прижимных роликов. Численные значения этих параметров могут изменяться в широком диапазоне. Учитывая опыт деревообрабатывающего машино-

строения, зададимся следующими параметрическими ограничениями:

$$\begin{aligned}60 \leq d_1 \leq 350, \\60 \leq d_2 \leq 350, \\60 \leq d_p \leq 150,\end{aligned}\tag{142}$$

где  $d_1$  – диаметр верхнего вальца, мм;

$d_2$  – диаметр нижнего вальца, мм;

$d_p$  – диаметр прижимного ролика, мм.

Параметрические ограничения (142) образуют трехмерное пространство параметров.

**Пространством параметров в общем случае называется  $n$ -мерное пространство, состоящее из точек  $A$  с декартовыми координатами  $A = (d_1, d_2, \dots, d_n)$ . Каждому набору параметров  $d_1, d_2, \dots, d_n$  соответствует точка  $A$  в пространстве параметров [37, 38].** Можно сказать, что каждой точке пространства параметров соответствует модель механизма подачи, параметры которой соответствуют ограничениям (142).

**Выбор критериев качества.** Для решения задачи необходимо еще выбрать критерии качества и их ограничения. Критерием может служить любая характеристика механизма подачи, по которой можно судить о его качестве. К критериям предъявляется лишь одно требование: монотонная связь с качеством. Это означает, чем меньше (больше) значение критерия, тем лучше механизм подачи.

Если задан всего один критерий, то наилучшим считается тот набор параметров, при котором критерий оптимален. При нескольких критериях обычно не существует такого набора параметров, который одновременно оптимизировал бы все критерии. В этом случае выбор лучшего набора параметров связан с компромиссом.

За критерий механизма подачи можно принять усилие прижима верхних вальцов  $P_1$ . Тогда наилучшим следует считать тот набор параметров, для которого усилие прижима вальцов будут наименьшим. Критериальное ограничение можно записать в виде условия

$$P_1 \leq P_m, \quad (143)$$

где  $P_1$  – сила давления каждого верхнего вальца, Н;

$P_m$  – предельное значение силы давления верхнего вальца, Н. Значение  $P_m$  назначается конструктором в виде числа, например 100 Н. **Критериальное ограничение – это наихудшее значение критерия, на которое согласен конструктор.** Большое давление вальцов неблагоприятно для работы станка.

Таким образом, при решении задачи следует исследовать пространство параметров (142) и отыскать такие их значения, для которых выполнялось бы условие (143).

### 10.3.2. Метод решения

Поставленная задача может быть решена методом **зондирования пространства параметров.**

В задаче нас интересует непрерывная функция зависимости тягового усилия вальцового механизма подачи от диаметров верхних, нижних вальцов и прижимных роликов, т.е.  $F_s = f(d_1, d_2, d_p)$ . Простого аналитического выражения эта функция не имеет.

Разобьем параметры (142) на 29 равных частей:

$$\begin{aligned} d_{1i} &= 60 + 290i / 29, \\ d_{2i} &= 60 + 290i / 29, \\ d_{pi} &= 60 + 90i / 29, \end{aligned} \quad (144)$$

где  $i$  – номер расчетной точки,  $i = 0, 1, 2, \dots, 29$ .

Всего получается 30 расчетных точек  $A_i$  с декартовыми координатами  $A_i = (d_{1i}, d_{2i}, d_{pi})$ .

Для каждой расчетной точки вычисляется значение тягового усилия  $F_{si} = f(d_{1i}, d_{2i}, d_{pi})$ . Если количество расчетных точек достаточно велико, то можно составить полное представление о поведении функции, приближенно найти ее наибольшее и наименьшее значение, установить частоту тех или иных значе-

ний. Такое численное исследование называется зондированием пространства параметров.

Значение усилия прижима верхних вальцов для каждой расчетной точки проверяется по критериальному ограничению (142). Если для какой-то расчетной точки это условие не выполняется, то эта точка отбрасывается из дальнейших расчетов. Результаты расчетов для точек, прошедших критериальное ограничение, выводятся на печать. Окончательный выбор лучших решений делает расчетчик.

### **10.3.3. Математическая модель задачи**

На рис. 66 приведены примеры схем вальцовых механизмов подачи различных деревообрабатывающих станков. Схемы могут быть самыми разнообразными и могут включать приводные и не приводные вальцы, стружколоматели, прижимы скользящие и роликовые. Механизмов главного движения в станке может быть несколько, их режущие инструменты в пространстве могут быть расположены по-разному. Их действие на заготовку отмечено силами  $S_1$  и  $S_2$ .

Рассмотрим схему механизма подачи круглопильного станка (рис. 67, а). Известно, что для определения тягового усилия сначала надо найти давление верхних валцов  $P_1$ . Для этого рассматривают работу валцов, расположенных только

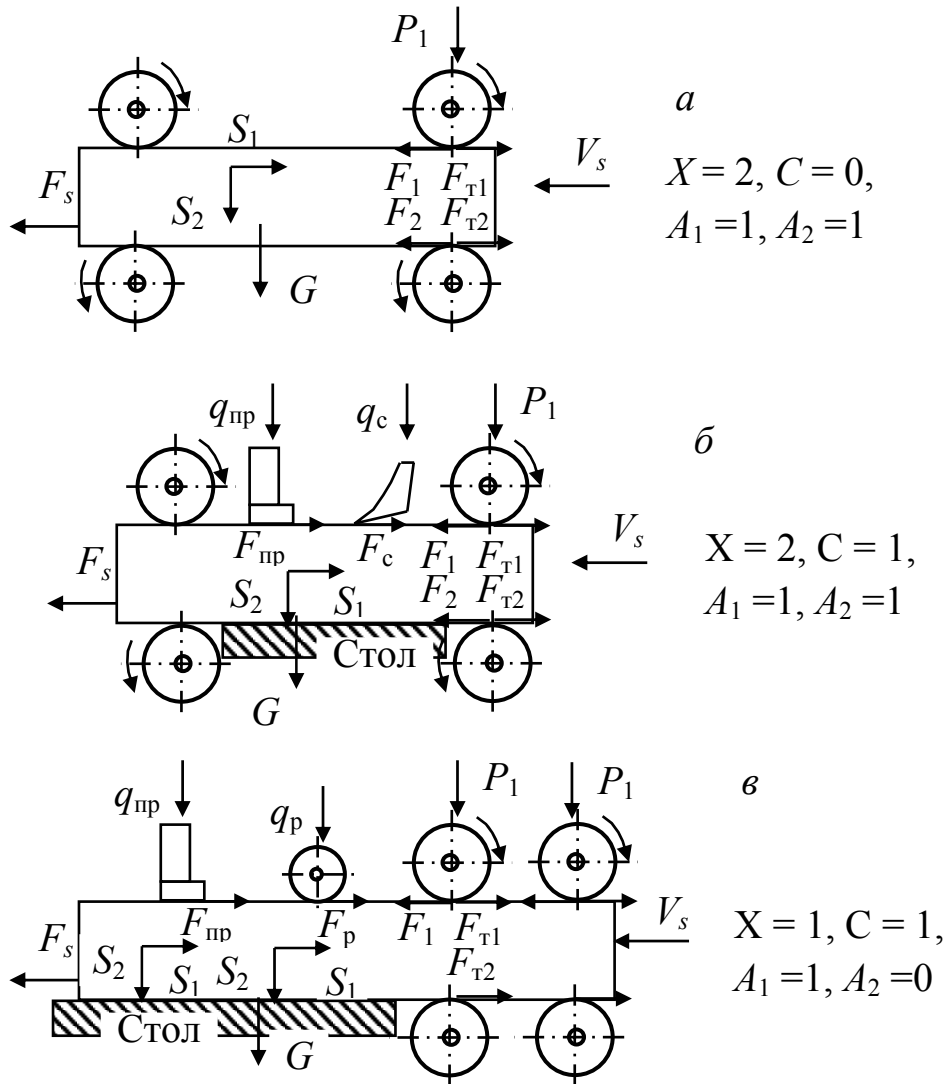


Рис. 67. Расчетные схемы механизмов подачи станков:

а – круглопильного; б – рейсмусового; перед режущим инструментом. Получается следующее уравнение:

$$F_1 + F_2 = \alpha(S_1 + F_{T1} + F_{T2}), \quad (145)$$

где  $F_1, F_2$  – тяговое усилие, создаваемое соответственно верхним и нижним вальцами, Н;

$\alpha$  – коэффициент запаса,  $\alpha = 1,3-1,5$ ;

$S_1$  – проекция составляющих силы резания на направление подачи, Н;

$F_{T1}, F_{T2}$  – силы трения качения соответственно верхних и нижних вальцов по заготовке, Н.

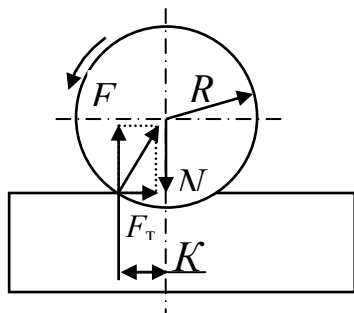


Рис. 68. Схема движения вальца по заготовке

### Расчет сил трения качения.

На рис. 68 показана схема движения вальца по деревянной заготовке. Валец катится по поверхности заготовки и под действием силы нормального давления  $N$  деформирует ее. Силу реакции заготовки раскладывают на силу трения качения  $F_T$  и силу нормальную  $F_n$ . Естественно допустить, что  $F_n = N$ . Найдем сумму моментов сил относительно оси вращения  $O$ :

$$\sum M_o = 0; \quad F_T R - F_n K,$$

откуда

$$F_T = N \frac{K}{R},$$

где  $K$  – коэффициент трения качения, имеющий размерность длины, мм.

**Вывод обобщенных формул.** Уравнение (131) можно записать так:

$$P_1 \mu_1 + (S_2 + \frac{G}{2} + P_1) \mu_2 = \alpha [S_1 + \frac{P_1 K_1}{R_1} + (S_2 + \frac{G}{2} + P_1) \frac{K_2}{R_2}], \quad (146)$$

где  $P_1$  – сила давления верхнего вальца, Н;

$\mu_1, \mu_2$  – коэффициенты сцепления с заготовкой соответственно верхнего и нижнего вальца;

$S_2$  – проекция составляющих силы резания на направление перпендикулярное к вектору скорости подачи, Н;



$G$  – вес заготовки, Н;

$K_1, K_2$  – коэффициенты трения качения соответственно верхнего и нижнего валцов, мм;

$R_1, R_2$  – радиусы контакта с заготовкой верхнего и нижнего вальца, мм.

Отсюда находится сила давления верхнего вальца

$$P_1 = \frac{\alpha S_1 + (S_2 + 0,5G)\left(\frac{2\alpha K_2}{d_2} - \mu_2\right)}{\mu_1 + \mu_2 - 2\alpha\left(\frac{K_1}{d_1} + \frac{K_2}{d_2}\right)}. \quad (147)$$

Подобным образом составляются уравнения для других расчетных схем. Каждой расчетной схеме будет соответствовать свое уравнение. Однако для решения задачи оптимизации и составления для этого компьютерной программы желательно иметь одно обобщенное уравнение, пригодное для любой расчетной схемы. Это можно сделать с помощью коэффициентов, характеризующих конструкцию механизма подачи.

**Коэффициенты, характеризующие конструкцию механизма подачи:**

$X$  – коэффициент симметрии; если  $X = 2$ , то валцы расположены по обе стороны от механизмов главного движения, если  $X = 1$ , то валцы расположены только перед механизмами главного движения;

$C$  – коэффициент, указывающий на наличие или отсутствие стола; если при обработке заготовка опирается и скользит по столу станка, то  $C = 1$ , при отсутствии стола  $C = 0$ ;

$A_1, A_2$  – коэффициенты, указывающие на связь верхних и нижних валцов с приводом; если  $A_1 = 0, A_2 = 0$ , то валцы неприводные, если  $A_1 = 1, A_2 = 1$ , то валцы приводные;

$B_1, B_2$  – коэффициенты, указывающие на наличие или отсутствие верхних и нижних валцов; если  $B_1 = 0, B_2 = 0$ , то валцы в конструкции станка отсутствуют (станок с ручной

подачей), если  $B_1 = 1$ ,  $B_2 = 1$ , то верхние и нижние вальцы имеются;

$M$  – коэффициент; при  $B_2 = 0$   $M = 1$ , при  $B_2 = 1$   $M = 0$ .

**Общая сила трения при движении заготовки в механизме подачи.** Числитель в формуле (132) представляет собой сумму силы  $S_1$  и силы трения  $T$ , возникающей в механизме подачи. С учетом конструктивных коэффициентов значение силы трения можно определить по следующим выражениям, Н:

при  $C = 0$

$$T_i = (S_2 + 0,5G) \left( \frac{2\alpha B_2 K_{2i}}{d_{2i}} - A_2 \mu_{2i} \right); \quad (148)$$

при  $C = 1$

$$T_i = \alpha \left[ f(S_2 + G + 2n_c q_c + 2n_{np} q_{np} + n_p q_p) + 2n_p q_p \frac{K_{pi}}{d_{pi}} \right],$$

где  $n_c$ ,  $n_{np}$ ,  $n_p$  – количество стружколомателей, прижимов, прижимных роликов;

$q_c$ ,  $q_{np}$ ,  $q_p$  – сила давления на заготовку стружколомателей, прижимов, прижимных роликов, Н;

$f$  – коэффициент трения скольжения,  $f = 0,4-0,6$ ;

$K_{pi}$  – коэффициент трения качения ролика, мм;

$d_{pi}$  – диаметр прижимного ролика, мм.

**Сила давления верхних вальцов.** Опираясь на расчетные схемы вальцовых механизмов подач (рис. 6б) и конструктивные коэффициенты, из выражения (133) можно получить следующую обобщенную формулу для определения силы давления верхних вальцов:

$$P_{1i} = \frac{(\alpha S_1 + T_i)x}{n_1 [\mu_{1i} A_1 + \mu_{2i} A_2 - \alpha (2K_{1i} B_1 / d_{1i} + 2K_{2i} B_2 / d_{2i} + CMf)]}. \quad (149)$$

По полученному значению  $P_1$  настраиваются все верхние вальцы. После этого можно перейти к определению тягового усилия механизма подачи.

**Тяговое усилие механизма подачи.** Тяговое усилие представляет собой сумму проекций всех сил сопротивления движению заготовки на направление подачи. Тяговое усилие может быть найдено с помощью следующих выражений, Н:

при  $C = 0$

$$F_{si} = S_1 + (S_2 + G + n_1 P_{1i}) \frac{2B_2 K_{2i}}{d_{2i}} + n_1 P_{1i} \frac{2B_1 K_{1i}}{d_{1i}}; \quad (150)$$

при  $C = 1$

$$F_{si} = S_1 + f(S_2 + G + 2n_c q_c + 2n_{np} q_{np} + n_p q_p) + n_p q_p \frac{2K_{pi}}{d_{pi}} + 2n_1 P_{1i} \left( \frac{B_1 K_{1i}}{d_{1i}} + \frac{B_2 K_{2i}}{d_{2i}} \right).$$

Мощность двигателя привода механизма подачи, кВт

$$P = \frac{F_s V_s}{60000 \eta}, \quad (151)$$

где  $V_s$  – скорость подачи, м/мин;

$\eta$  – КПД механизма подачи.

#### 10.3.4. Подготовка исходных данных

Для подготовки исходных данных необходимо изобразить расчетную схему проектируемого механизма подачи. При наличии в станке стружколомателей, скользящих или роликовых прижимов их давление на заготовку находится следующим образом. Сначала находится окружная касательная сила резания

$$F_{xo} = \frac{1000P\eta}{V}, \quad (152)$$

где  $P$  – мощность двигателя механизма главного движения, кВт;

$V$  – скорость главного движения, м/с.

Средняя сила резания на дуге контакта при продольном фрезеровании, Н

$$F_{xcp} = F_{xo} \frac{\pi D}{lz}, \quad (153)$$

где  $D$  – диаметр окружности резания, мм;

$l$  – длина дуги контакта, мм;

$z$  – количество зубьев фрезы.

Длина дуги контакта

$$l = \sqrt{tD},$$

где  $t$  – глубина фрезерования, мм.

Сила давления стружколомателей на заготовку, Н [26]

$$q_c = 1,25F_{xcp} \sqrt{\frac{t}{D}}. \quad (154)$$

Сила давления на заготовку прижимов скользящих и роликовых, Н

$$q_{np} = q_p = 3,1F_{xcp}. \quad (155)$$

Сила  $S_2$  со знаком + (плюс) должна быть направлена в сторону нижнего вальца, стола, направляющей линейки.

Если станок имеет несколько механизмов главного движения, то

$$S_1 = S_{11} + S_{12} + \dots + S_{1n},$$

$$S_2 = S_{21} + S_{22} + \dots + S_{2n}.$$

**Значения коэффициентов трения качения и сцепления.** Коэффициенты трения качения и сцепления приведены в табличной форме [25]. В компьютерных программах удобнее пользоваться уравнениями, поэтому по данным таблиц получены следующие уравнения.

**Уравнения для определения коэффициентов трения качения  $K$ , мм, гладких вальцов (роликов) по древесине:**

для сосны влажностью 12%

$$K = 0,36 + 0,00165D,$$

влажностью 65%

$$K = 0,45 + 0,0022D;$$

для березы влажностью 12%

$$K = 0,5 + 0,00135D,$$

влажностью 65%

$$K = 0,54 + 0,0018D;$$

для дуба влажностью 12%

$$K = 0,168 + 0,00096D,$$

влажностью 65%

$$K = 0,25 + 0,0014D.$$

Для рифленых вальцов  $K_{риф} = 1,15K$ ; для  
обрезиненных –  $K_{резин} = 1,3K$ .

**Уравнения для определения коэффициентов сцепления  $\mu$  рифленых вальцов с древесиной:**

для сосны влажностью 12%

$$\mu = 0,54 + 0,001D,$$

влажностью 65%

$$\mu = 0,62 + 0,00115D;$$

для березы влажностью 12%

$$\mu = 0,55 + 0,001D,$$

влажностью 65%

$$\mu = 0,64 + 0,0012D ;$$

для дуба влажностью 12%

$$\mu = 0,48 + 0,00086D ,$$

влажностью 65%

$$\mu = 0,55 + 0,001D .$$

Для обрезиненных вальцов  $\mu_{резин} = 1,8\mu$  .