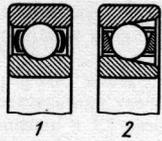


Проектирование деревообрабатывающего оборудования и инструмента

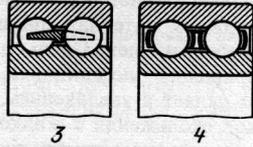
Конструирование подшипниковых узлов, механизмов подач и суппортов

35.04.02 «Технология лесозаготовительных и деревообрабатывающих
производств (уровень магистратуры)»

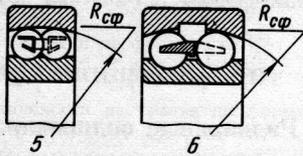
Кафедра инновационных технологий и
оборудования деревообработки



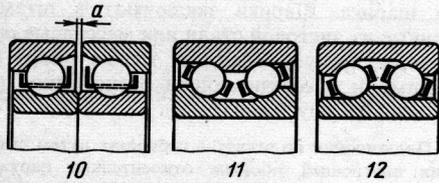
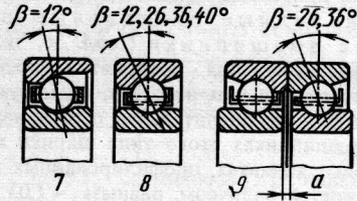
1 2
Однорядные радиальные шариковые



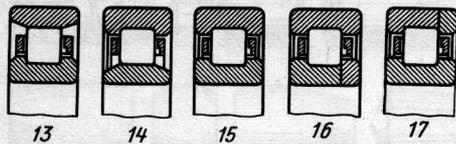
3 4
Двухрядные радиальные шариковые



5 6
Двухрядные шариковые сферические



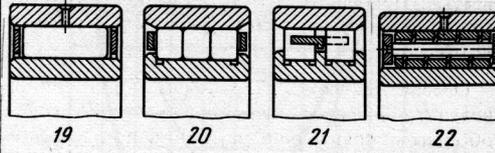
7 8 9 10 11 12
Шариковые радиально-упорные



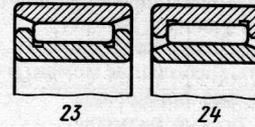
13 14 15 16 17
Радиальные роликовые



18



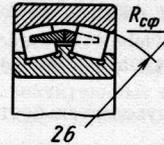
19 20 21 22
Радиальные роликовые



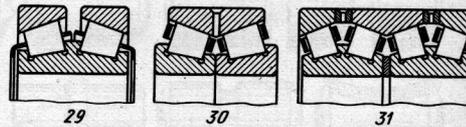
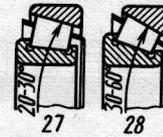
23 24
Игольчатые



25
Цилиндросферические



26
Сферические с бочкообразными роликами



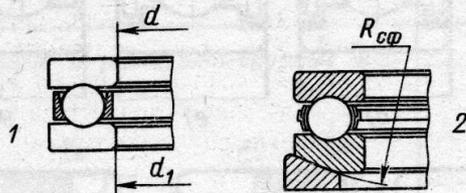
27 28 29 30 31
Конические роликовые

Выбор типа подшипника

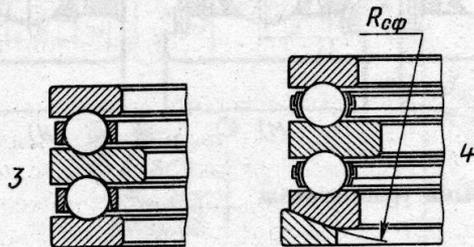
Выбор типа подшипника

37. Упорные подшипники

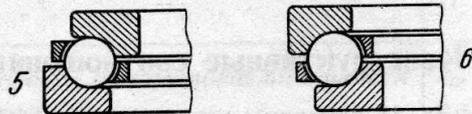
Эскиз



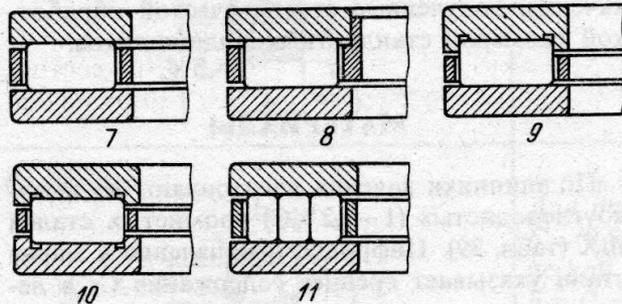
Однорядные шариковые упорные



Двухрядные шариковые упорные

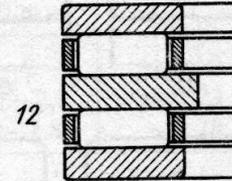


Упорно-радиальные шариковые

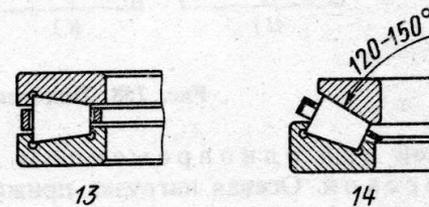


Однорядные упорные с цилиндрическими роликами

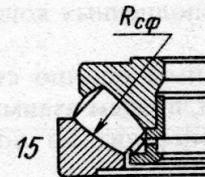
Эскиз



Двухрядные упорные с цилиндрическими роликами



Упорные с коническими роликами



Сфероконические упорные

Выбор типа подшипника

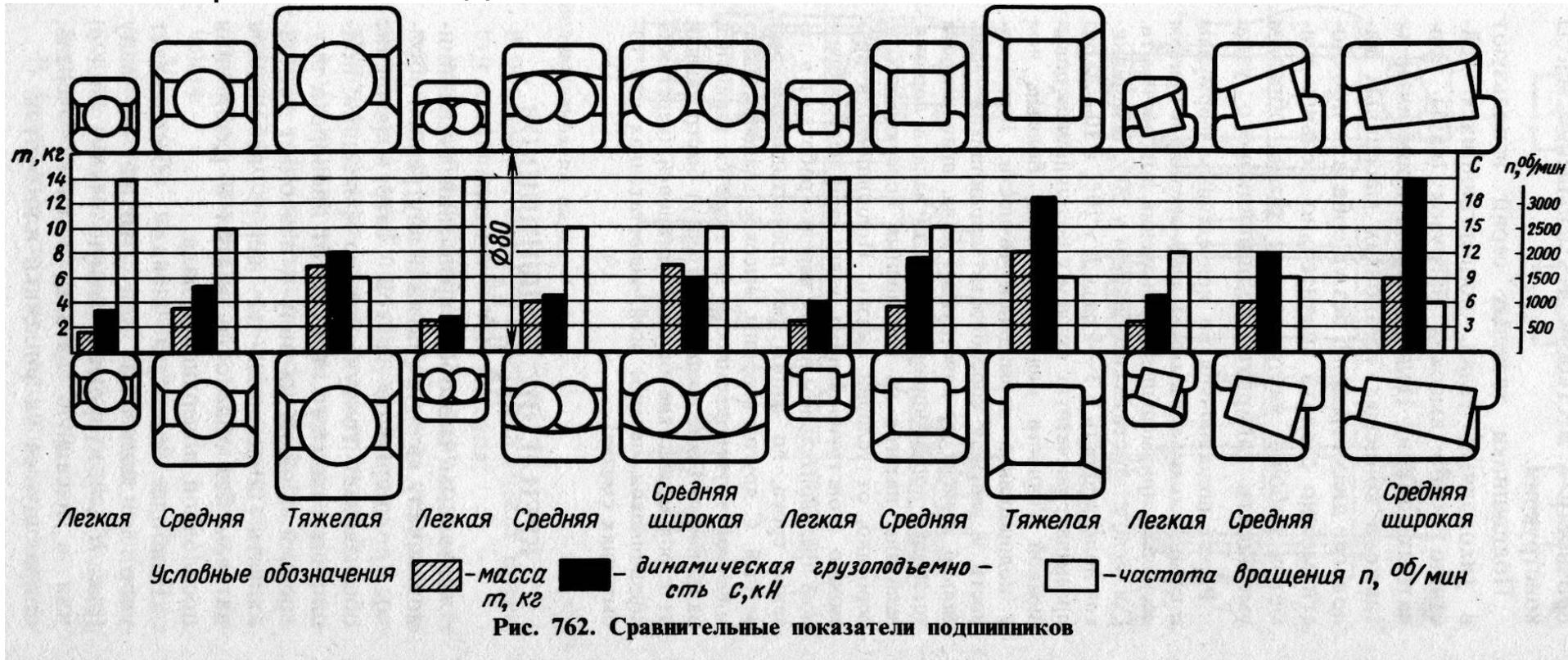
- При выборе типа подшипника необходимо учитывать их стоимость. Самыми дешевыми считаются шариковые радиальные подшипники легкой серии.
- Для подавляющего большинства механизмов общего машиностроения обычно используют подшипники класса точности 0, но если требуется повышенная точность вращения вала, 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 перекос колец до $1/4^\circ$. Подшипник хорошо работает при высокой частоте вращения.

Подшипники

- **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 перекос колец до 2° . 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. При этом следует учитывать, что шариковые подшипники обеспечивают большую точность и частоту вращения, а роликовые – большую грузоподъемность и жесткость.

Подшипники

- Сравнение подшипников



- Относительная долговечность подшипников

	лёгкая серия	средняя серия	тяжелая серия
Шариковые	1	4	15
Роликовые	4	25	150

Подшипники

- **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.

Подшипники

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

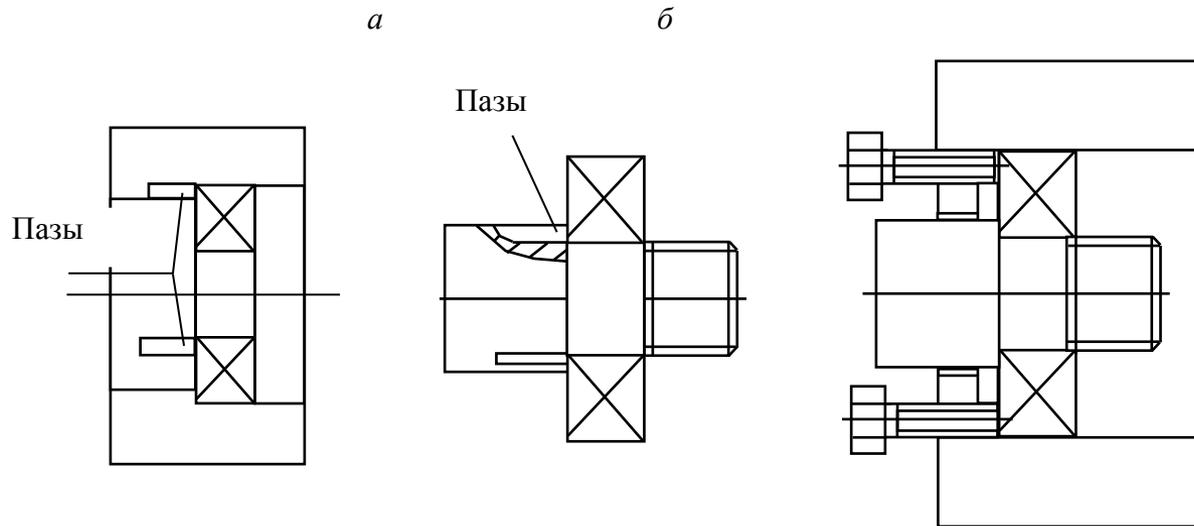
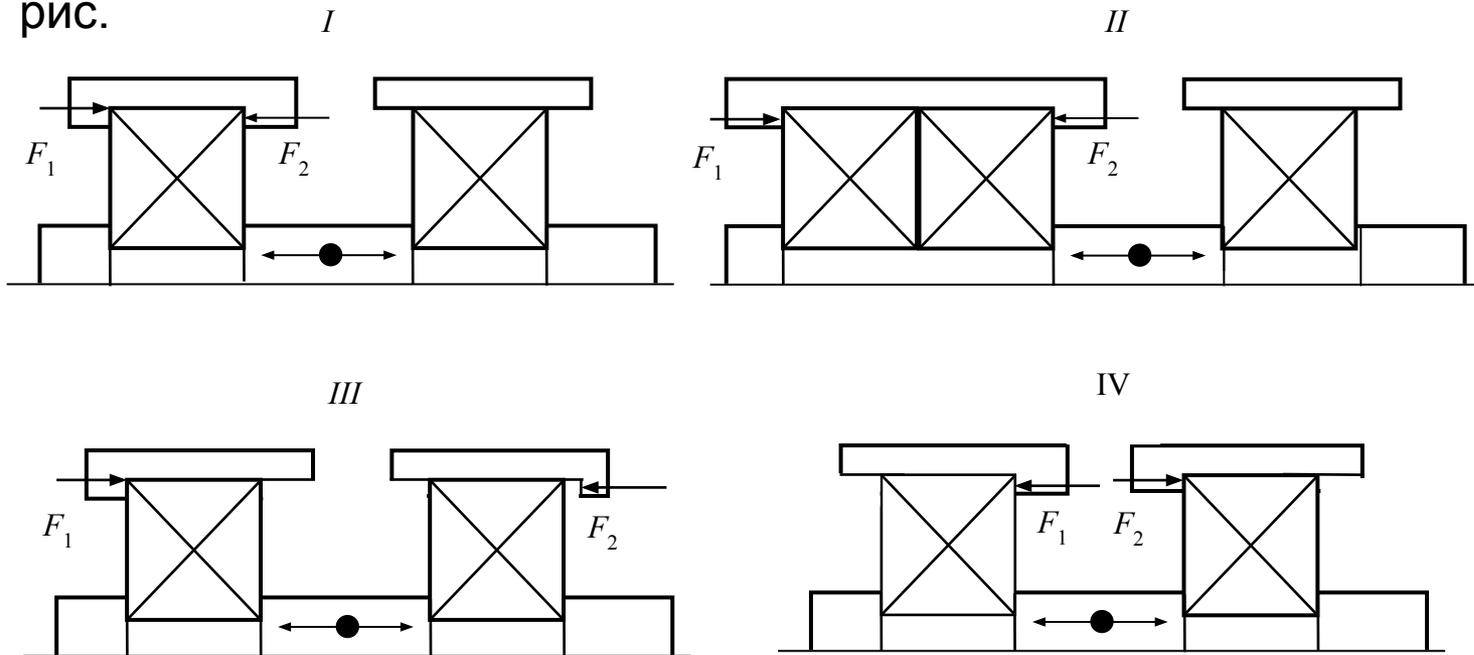


Рис. 48. Способы съема подшипника:
а – съемником, установленном в пазы;
б – болтами

Подшипники

- 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.

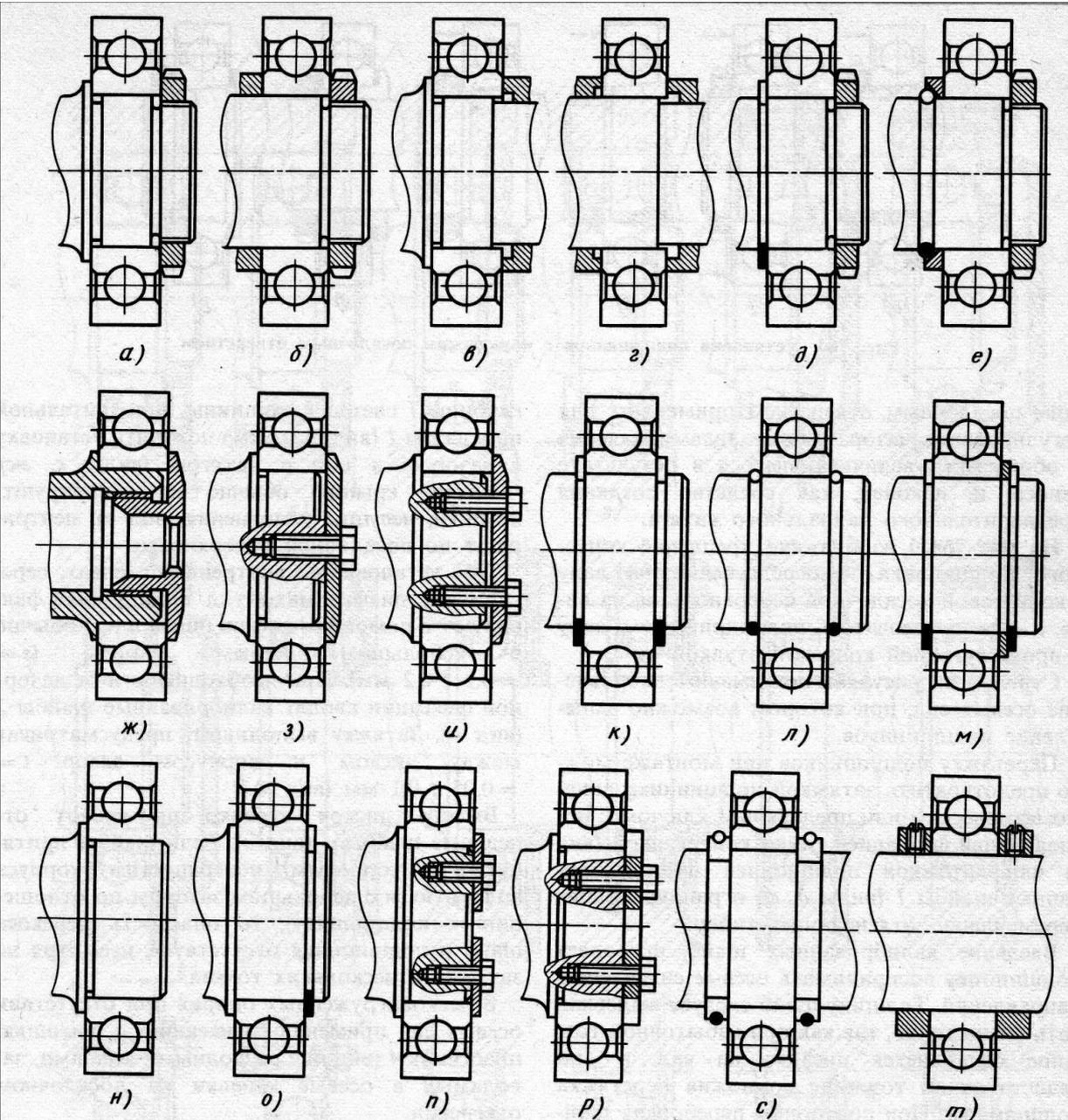


Схемы фиксации подшипников в корпусе:

Подшипники

- **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. 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.

Подшипники



- Крепление подшипников на валах

Подшипники

Крепление подшипников с коническим посадочным отверстием на валах

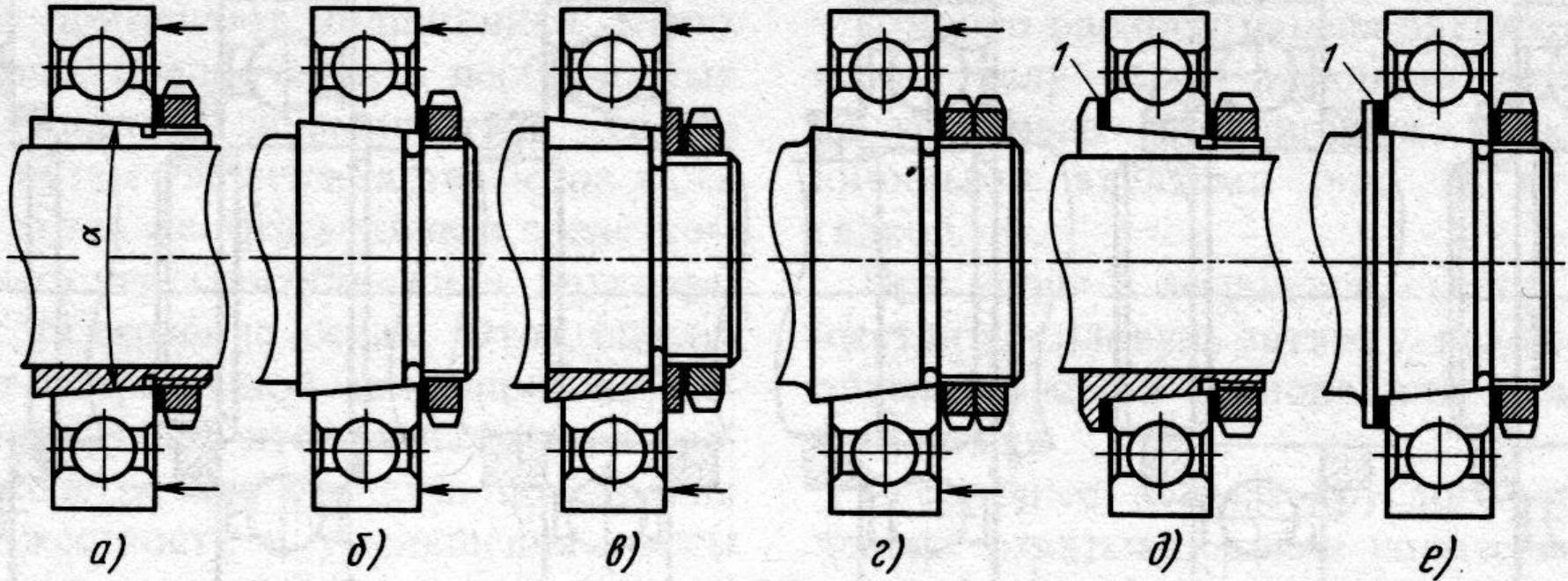


Рис. 764. Установка подшипников с коническим посадочным отверстием

Предварительный натяг подшипников

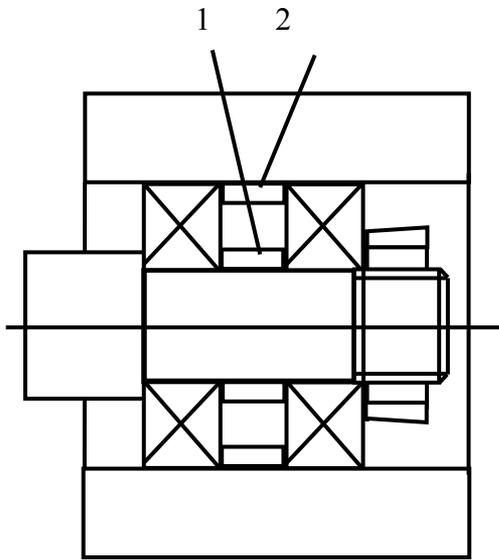
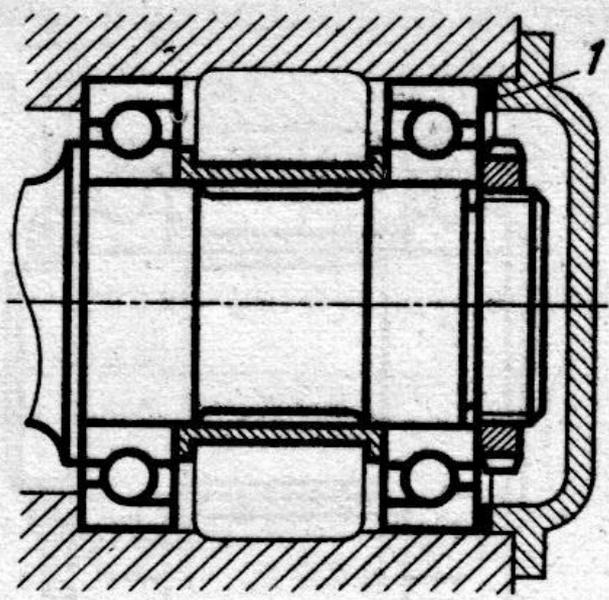


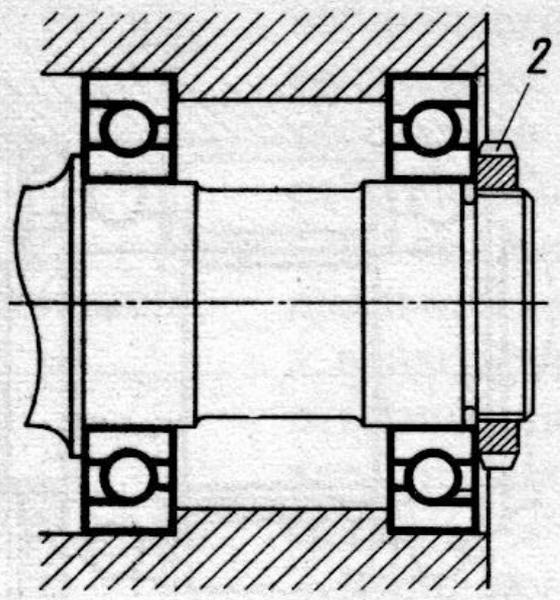
Рис. 50. Создание натяга дистанционными втулками

- Предварительный натяг обязательно создается в спаренных радиально-упорных подшипниках.
Основные способы:
- – 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.) 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.

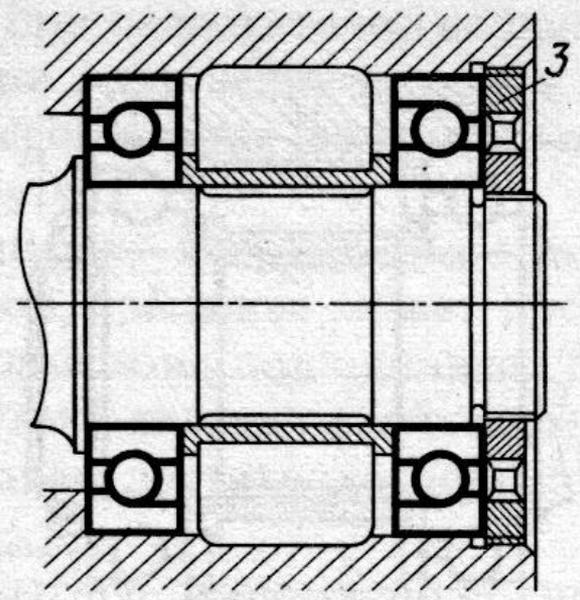
Схемы регулировки натяга подшипников



а)

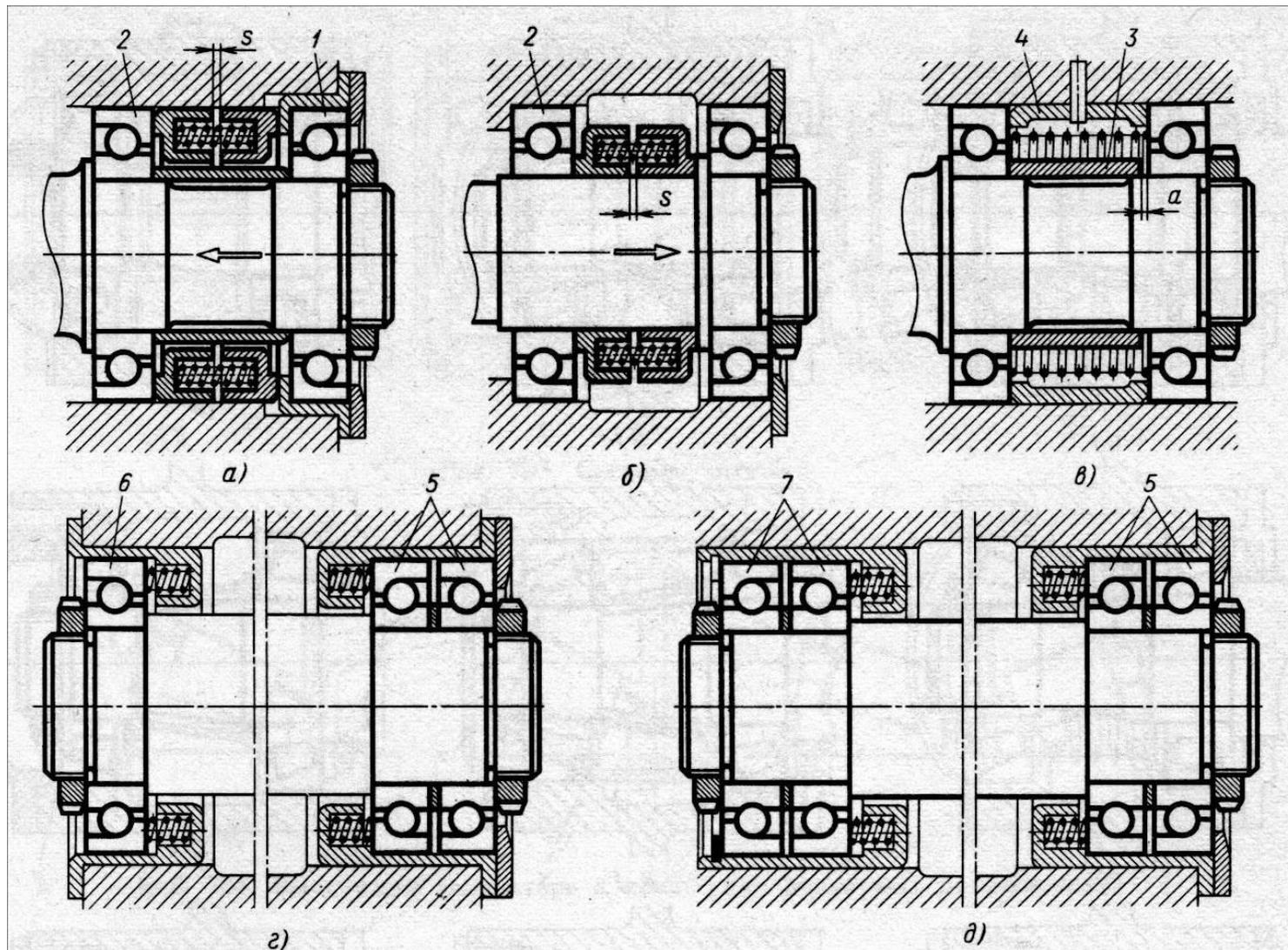


б)

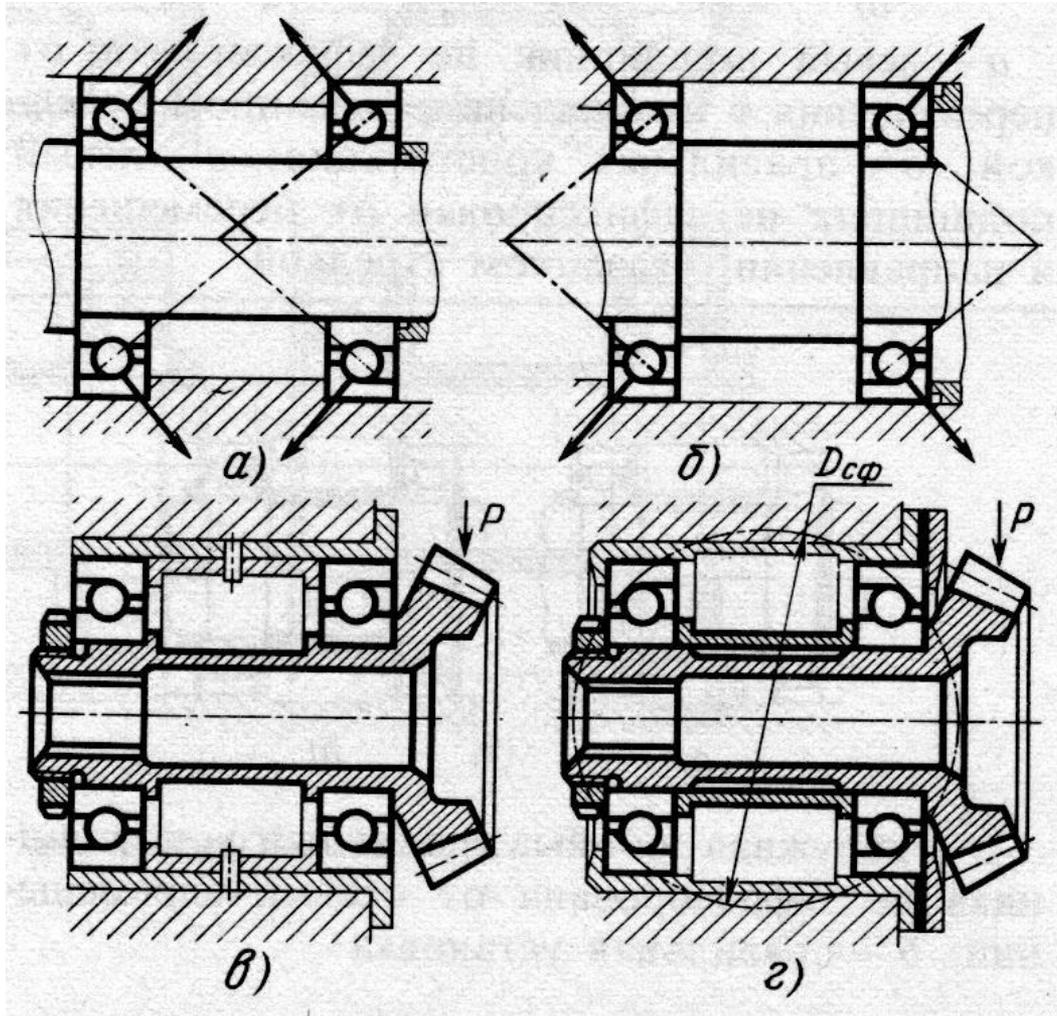


в)

Схемы пружинного предварительного натяга



Установка радиально-упорных подшипников

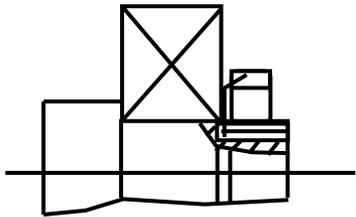


- Способ затяжки и расположение подшипников влияют на работу узла. Затяжка внутренних обойм (рис. а), когда оси качения шариков скрещиваются между подшипниками (схема X), обеспечивает большую жесткость, чем затяжка наружных обойм (рис.б), когда оси качения располагаются вне подшипников.

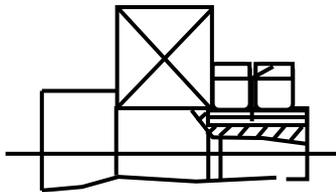
Крепление подшипников

- 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 заплечиков 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 ниже.

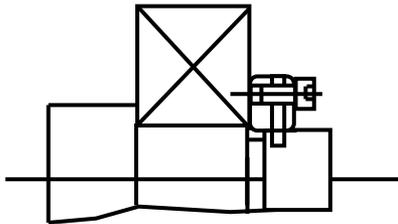
Способы крепления подшипников на валу



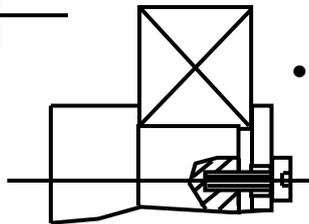
- Круглой гайкой и стопорной шайбой. Язычок шайбы вводят в паз вала, а один из наружных зубцов отгибают в прорезь круглой гайки



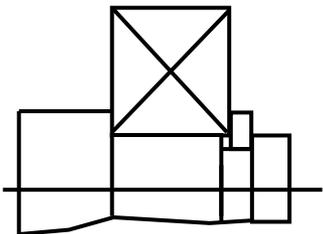
- Двумя круглыми гайками, одна из которых выполняет роль контргайки. Между гайками устанавливают стопорную шайбу. Наружные зубцы шайбы отгибают в один из пазов каждой гайки.



- Упругой гайкой, имеющей радиальную прорезь для стопорения затяжным винтом

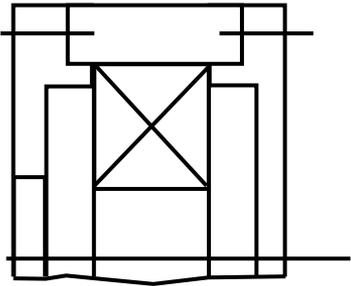


- Упорной плоской шайбой

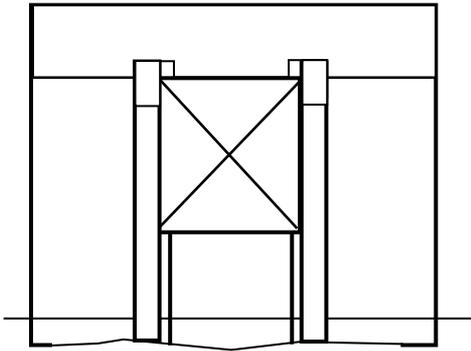


- Пружинным стопорным кольцом, вставленным в проточку на валу. Крепление применяют при незначительных осевых нагрузках

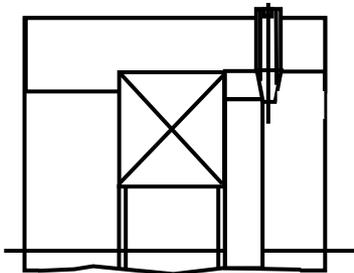
Способы крепления подшипников в корпусе



- С помощью глухих или сквозных фланцевых крышек, устанавливаемых в разъемном или неразъемном корпусе

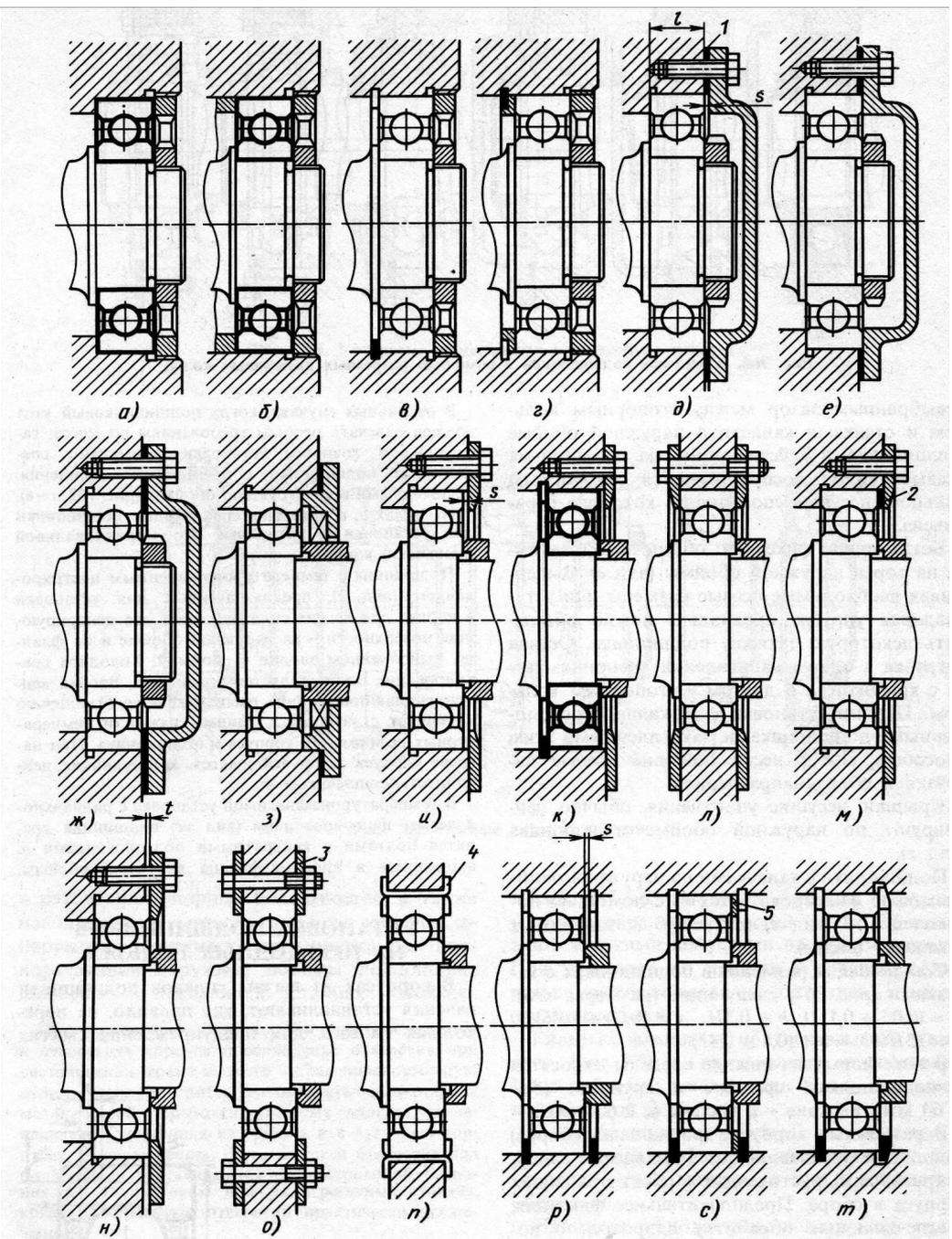


- 1. Пружинными стопорными кольцами, вставленными в проточки неразъемного корпуса. Крепление применяют при незначительных осевых нагрузках.
- 2. Упорными кольцами, устанавливаемыми в проточках разъемного корпуса. Упорное кольцо может состоять из двух половин или иметь прорезь шириной несколько больше диаметра вала, чтобы можно было снять кольцо без демонтажа подшипника



- Винтом с конусным концом, прижимающим распорную втулку к наружному кольцу подшипника

Способы крепления подшипников в корпусе



Способы крепления подшипников в разъемном корпусе

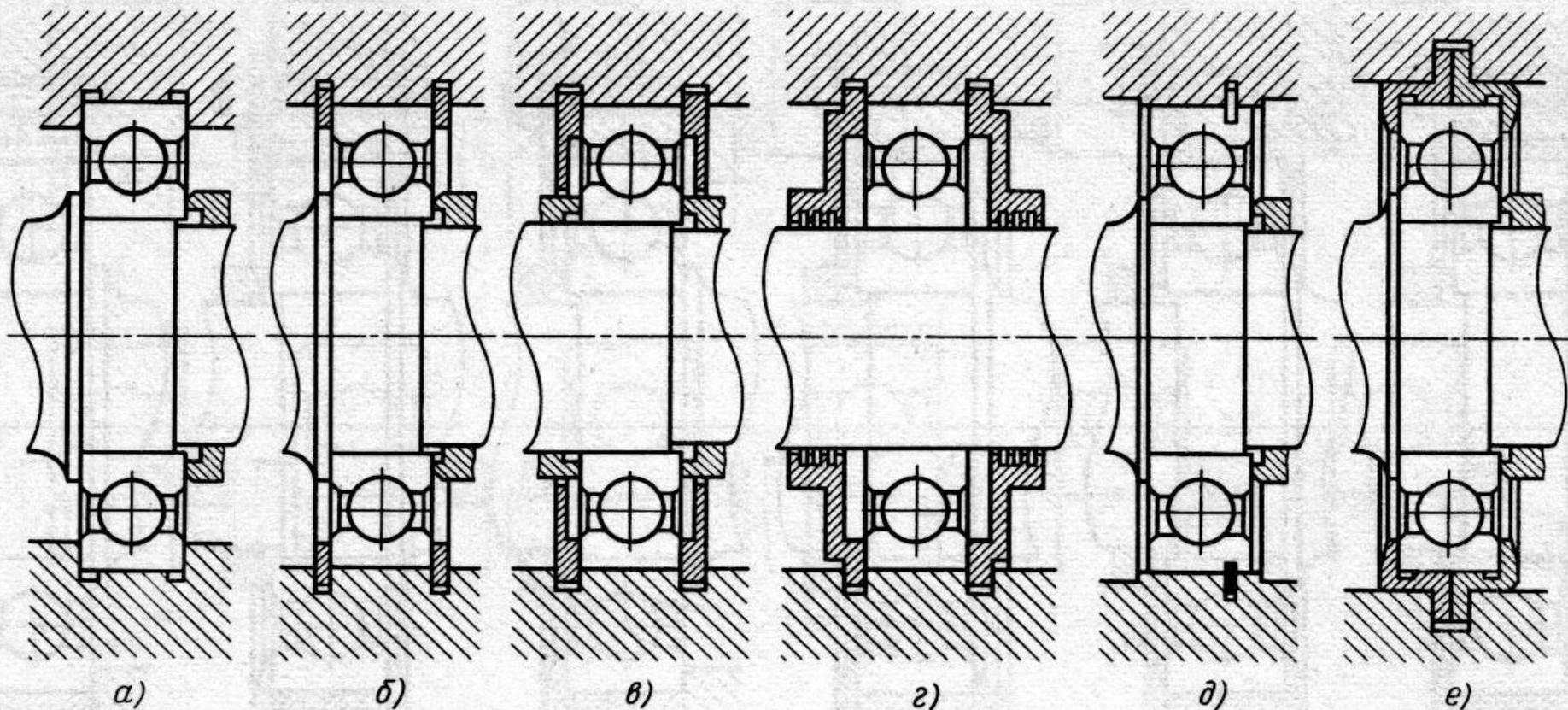
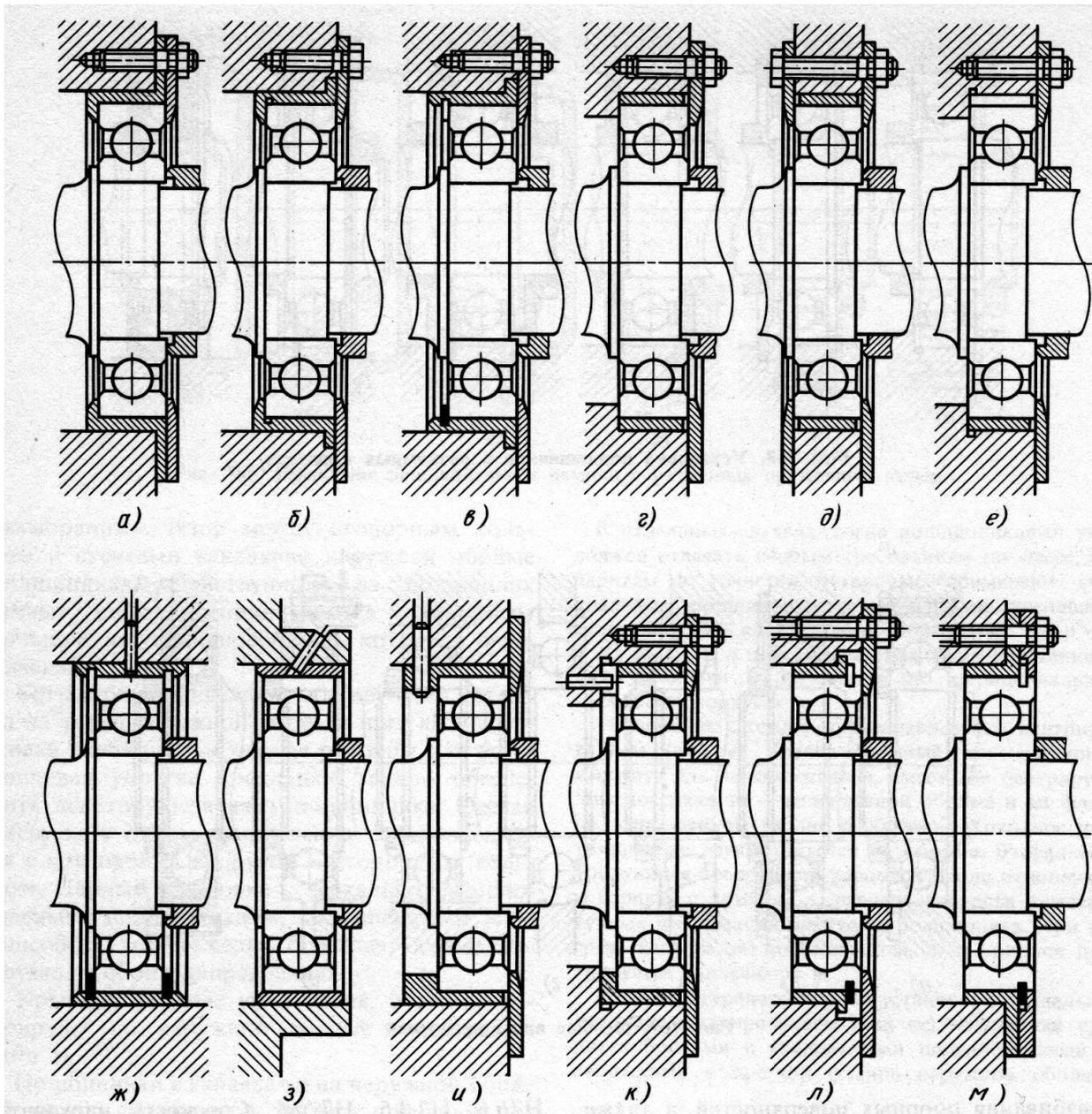
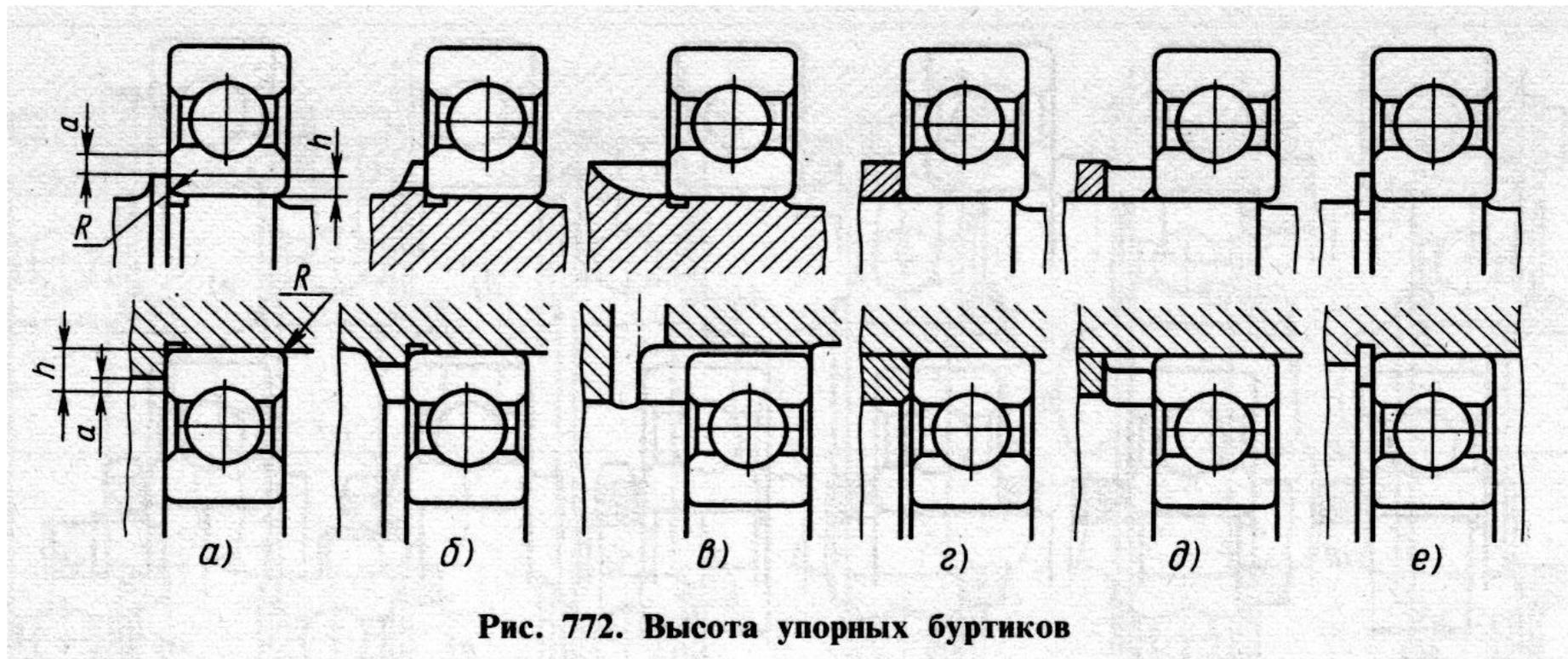


Рис. 768. Установка подшипников в разъемных корпусах

Установка подшипников в гильзах



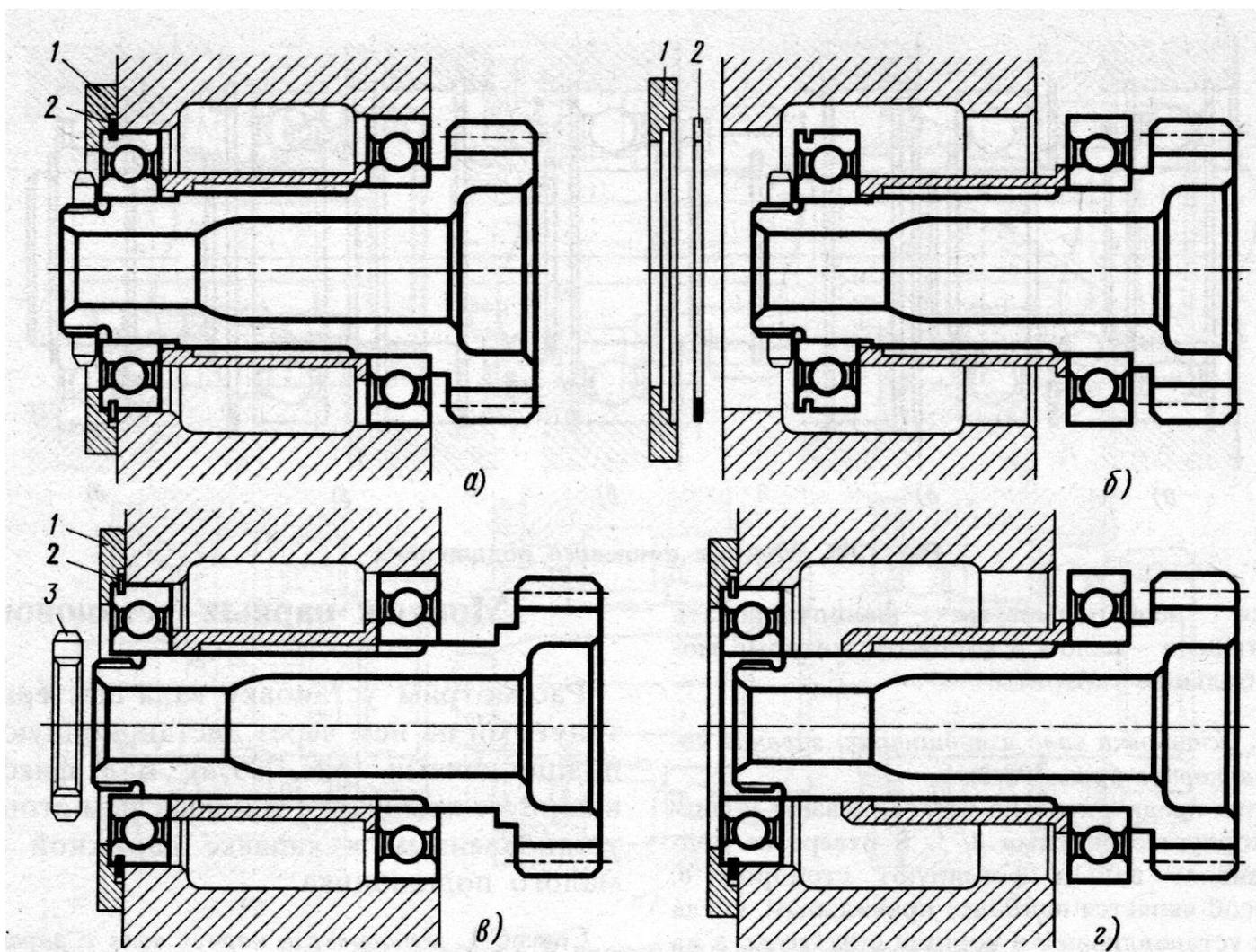
Высота упорных буртиков



- Предельная высота буртиков регламентируется ГОСТом и она не должна препятствовать демонтажу подшипника.
- Ориентировочно высоту буртиков можно определить по формуле:

$$h = 0.05(D - d) + (2...3) \text{ мм}$$

Монтаж подшипников в парной установке



- Важно, чтобы первый по ходу монтажа подшипник заходил в своё посадочное отверстие первым.

Смазка подшипников

- 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.

Смазывающие материалы

- Подшипники могут работать на жидкой или пластичной смазке. В качестве **жидкой смазки** используются различные масла: индустриальные марок И-5А, И8А, ..., И-100А, авиационные МС-14, МС-20, турбинные Т22, Т30, турбинные масла с присадками Тп-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.

Устройства для смазки

- **Устройства на пластичной смазке.** Подшипники заправляются пластичной смазкой при сборке подшипникового узла. Необходимый объем смазки можно определить по формуле, см³:

$$V = fBD_o^2 / 1000$$

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

D_o – средний диаметр подшипника, мм;

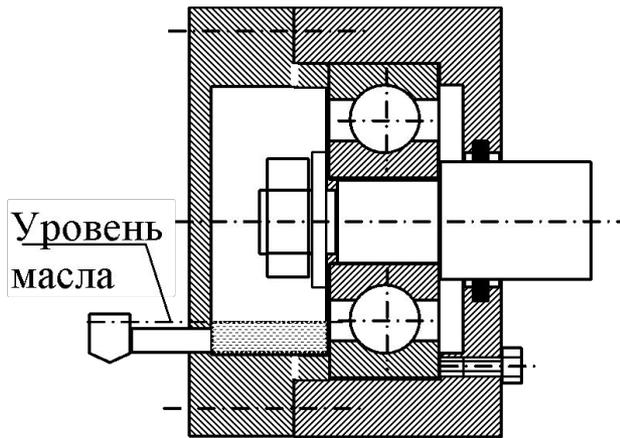
B – ширина подшипника, мм.

Излишнее количество пластичной смазки вызывает нагрев подшипника при работе.

Для добавления пластичной смазки подшипниковый узел должны 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 для смазки

- **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 $n < 3000 \text{ мин}^{-1}$ уровень масла должен доходить до середины нижнего шарика (ролика) подшипника. При $n \geq 3000 \text{ мин}^{-1}$ смазка подшипников в ванне недопустима из-за больших энергетических потерь на перемешивание масла.

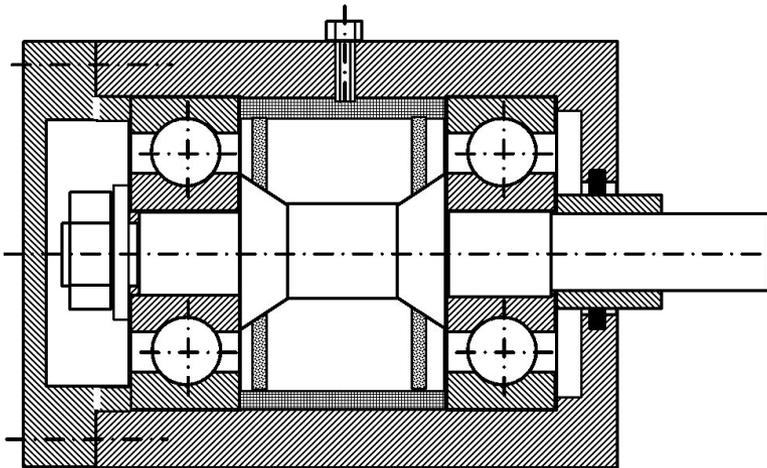


Для поддержания заданного уровня масла в крышке делается отверстие для заливки нового масла, а в корпусе – для слива отработанного масла

Устройства для смазки

- **Фитильное смазывание** применяется как в горизонтальных (рис. 28), так и в вертикальных быстроходных шпинделях, где требуется дозированная подача масла.

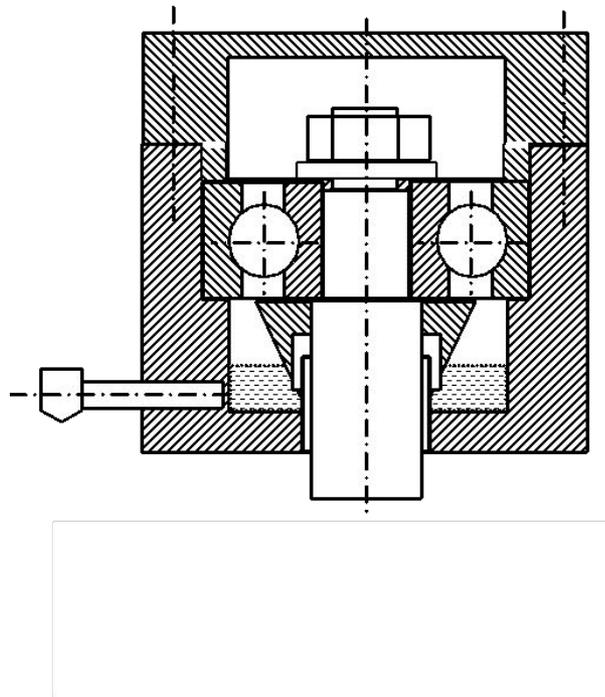
Устройство для смазки состоит из фетровой кольцевой прокладки, которая периодически пропитывается маслом, подаваемом через отверстие в верхней части корпуса. К прокладке прикреплены два кольцевых фитиля, которые соприкасаются с коническими поверхностями вала. Прокладка и фитили не только проводят масло, 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.

Устройства для смазки

- **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 конической чашки крепится на валу под подшипником и погружается в масляную ванну (рис.). 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 $8000-10000 \text{ мин}^{-1}$.

Технологии изготовления и сборки

- **Требования к изготовлению.** Конструкция вала должна быть технологичной для изготовления.
- 1. Номенклатура резцов, радиусы галтелей и углы фасок на одном вале должны быть по возможности одинаковыми.
- 2. Для выхода резьбонарезного и шлифовального инструмента в конструкции вала следует предусмотреть проточки. Ширину проточек надо делать одинаковой.
- 3. Если по длине вала имеется несколько шпоночных пазов, то они должны обрабатываться одной фрезой с одной установки вала и иметь одинаковую ширину.
- 4. 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.
- 5. 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 – $Js9$;
 - для неподвижного соединения реверсивной передачи – $P9$;
 - для подвижного соединения – $D10$.
- 6. На поверхности, подлежащей шлифованию, выполнять продольные пазы нежелательно. Такую поверхность трудно шлифовать.
- 7. На торцах и ступенях участков вала следует делать фаски, облегчающие сборку и притупляющие острые кромки.

Рекомендации по проектированию подшипниковых узлов

- Проектирование узла включает следующие этапы.
- 1. Эскизная компоновка узла.
- 2. Определение величины и направления сил, действующих в опоре.
- 3. Выбор типа подшипника с учетом нагрузок, частоты вращения, монтажа, условий эксплуатации. (Шариковые подшипники обеспечивают большую точность вращения с большей частотой вращения, чем роликовые, но грузоподъемность их ниже.)
- 4. Определение размера подшипника по нагрузке, долговечности, частоте вращения.
- 5. Определение класса точности подшипника: 0, 6, 5, 4, 2.
- 6. Определение сопряжения колец подшипника с учетом вращающегося кольца, выбор типа посадки.
- 7. Выбор типа смазочных материалов.
- 8. Самоустанавливающиеся подшипники целесообразно устанавливать в обеих опорах, что увеличивает возможность самоустанавливания.

Соосность посадочных мест

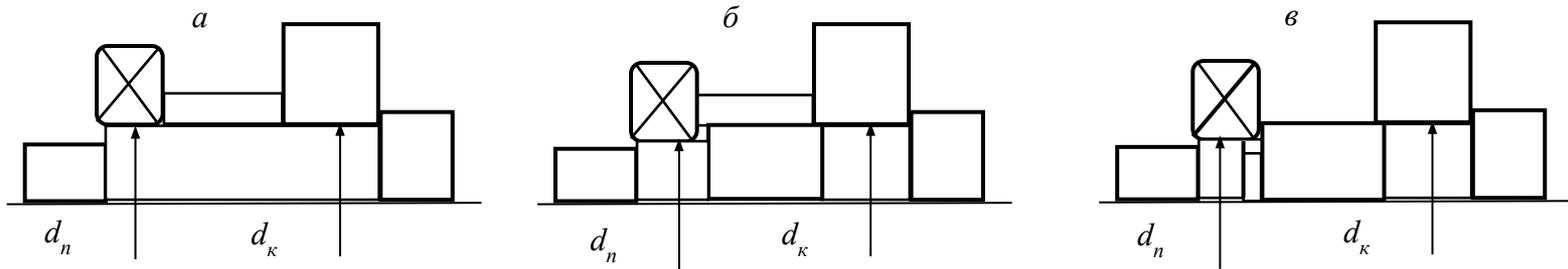
- Соосность требует полного совпадения геометрических осей шеек вала и отверстий корпусов после монтажа. Иначе узел будет работать ненормально из-за перекоса колец, перегрузки тел качения (шариков).
- Обеспечение соосности.
 1. Размещение подшипников в общем корпусе.
 2. Размещение разных корпусов на общей станине, фиксация их положения штифтами и последующее растачивание отверстий под наружные кольца подшипников с одной установки и за один проход.
 3. Обработка посадочных мест на валах с одной установки на станке.
 4. Применение в опорах самоустанавливающихся подшипников, если это не противоречит требованиям к жесткости узла.
Самоустанавливающийся подшипник обеспечивает поворот колец на 2...3 градуса.

Жесткость и прочность деталей

- 1. Размеры сопрягаемых с подшипниками деталей и их механические свойства должны быть оптимальными, чтобы противодействовать внешним нагрузкам.
- 2. Нагрузки в опорах не должны вызывать в стенках корпусов и валах деформаций, способных нарушить соосность.
- 3. Стенки корпусов должны быть жесткими (можно использовать ребра жесткости).
- 4. Высота заплечиков вала и корпусов должны быть достаточными для восприятия осевых нагрузок в узле.
- 5. Торцовые крышки должны иметь достаточную толщину, чтобы надежно прижать подшипник к заплечикам и не допустить перекос колец.
- **Сборка-разборка узла**
 - 1. Предусмотреть фаски на валу и в отверстии корпуса.
 - 2. Обеспечить последовательность монтажа всех элементов вала и корпуса.
 - 3. Обеспечить возможность использования съемников при разборке.

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 свободно.** Поэтому, если на вал с одной стороны устанавливается несколько деталей с натягом, то этот участок вала должен быть ступенчатым.

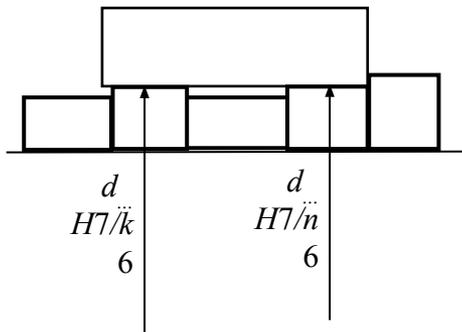


Варианты установки деталей на вал

При установке деталей на гладкий участок вала (рис. *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.

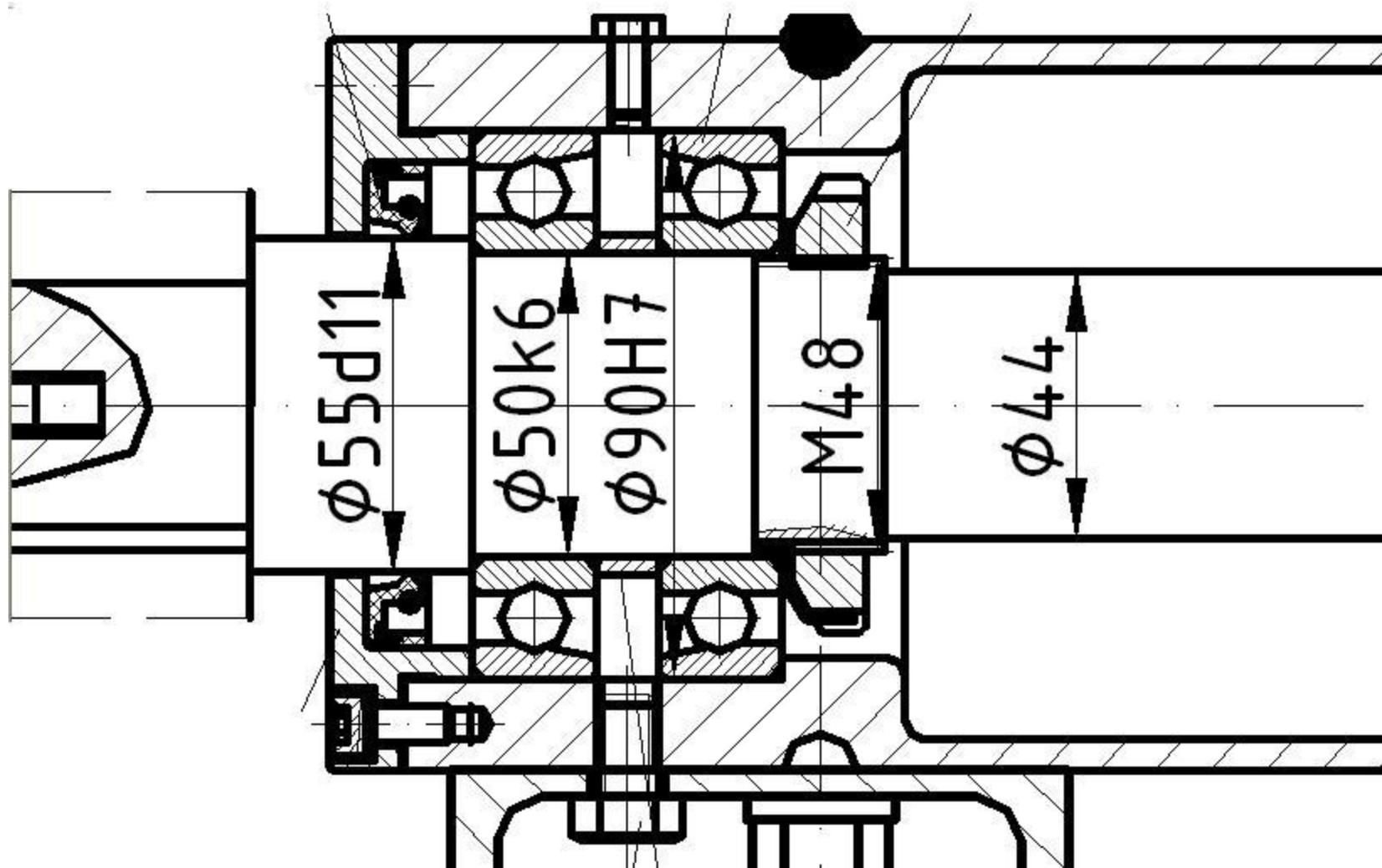
Требования к сборке

- Вал, показанный на рис. 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. 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.), 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.

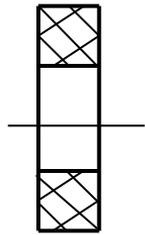
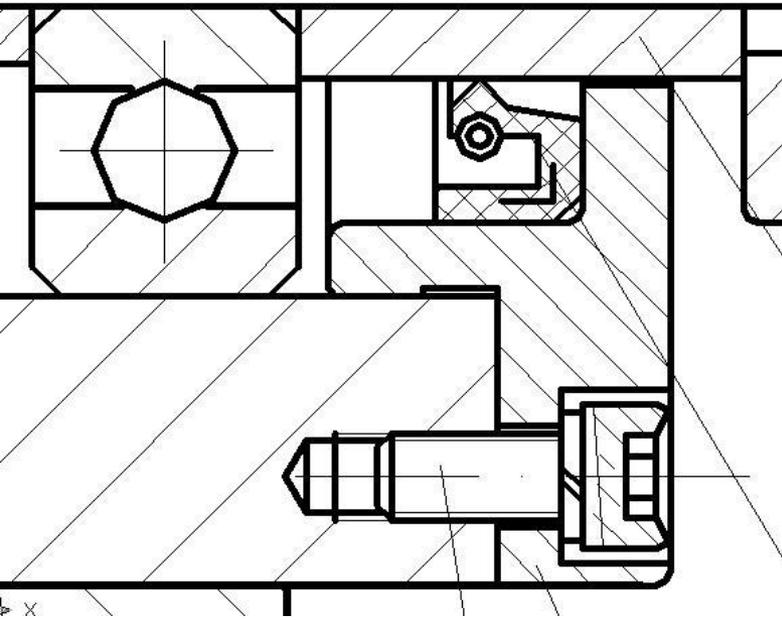


Установки длинной
втулки на вал

Уплотняющие устройства



Продолжение



Войлочнок кольцо

- Уплотняющие устройства могут быть:
- - с трущимися эластичными элементами из войлока в форме кольца трапециевидной, прямоугольной или круглой формой поперечного сечения;
- - манжетного типа;
- - кольцевые зазоры, канавки, лабиринты.
- Войлок используется часто. Он хорошо адсорбирует масло, эластичен, предохраняет поверхность вала, полируя его, коэффициент трения 0,22 для сухого и 0,15 с маслом. Применяют при использовании пластичной смазки.
- Войлочные кольца не рекомендуется применять при высокой загрязненности окружающей среды при температуре выше 90 град.

Манжета резиновые армированные для валов

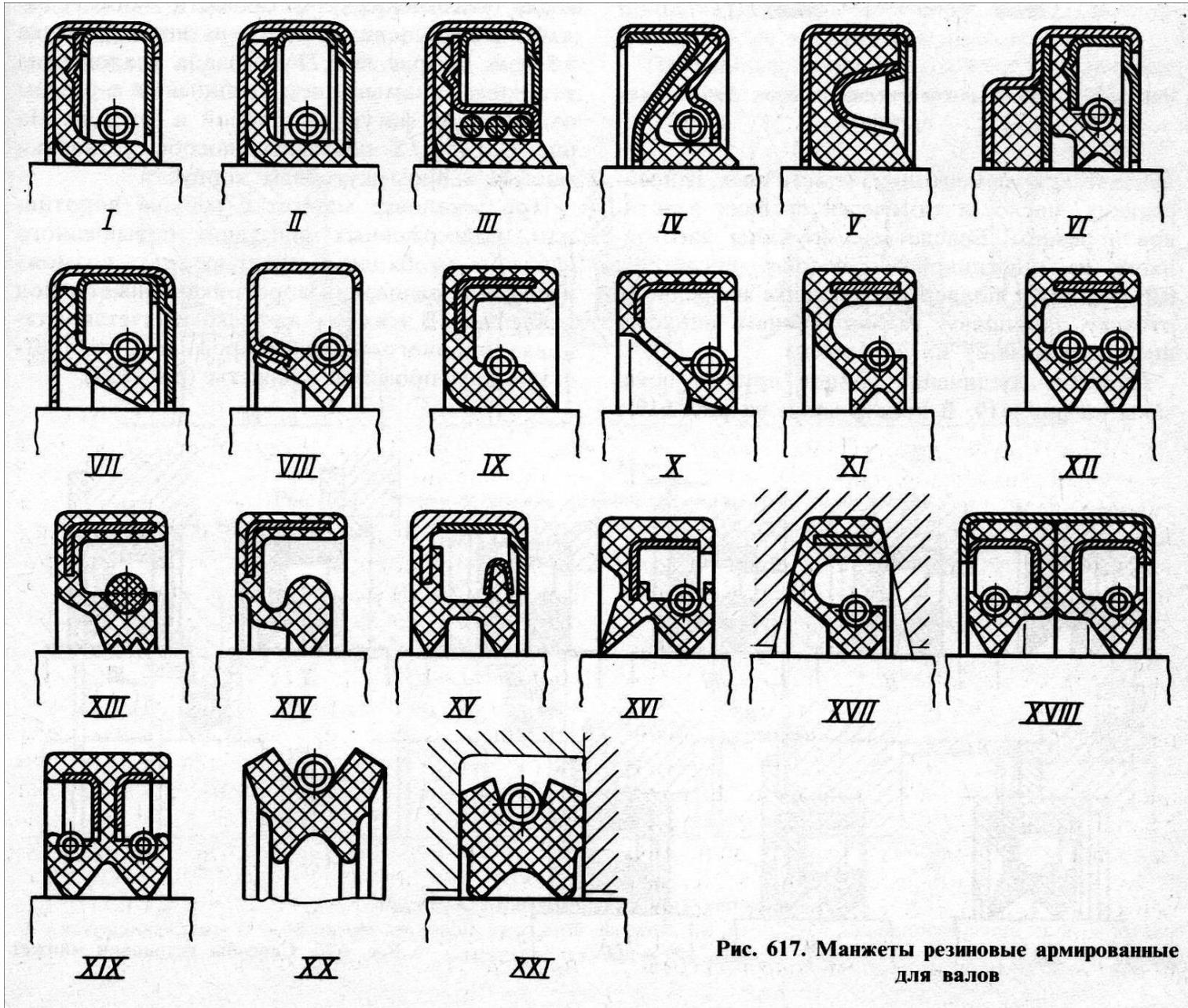


Рис. 617. Манжеты резиновые армированные для валов

Установка манжетных уплотнений

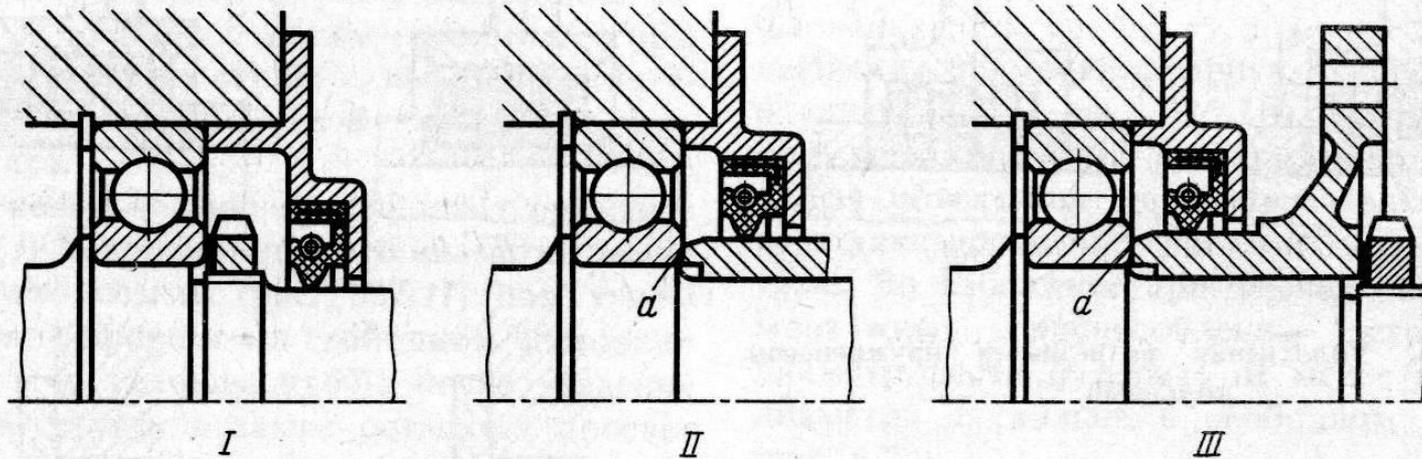


Рис. 622. Основные случаи установки манжетных уплотнений:
I – на вал; *II* – на промежуточную втулку; *III* – на ступицу насадной детали

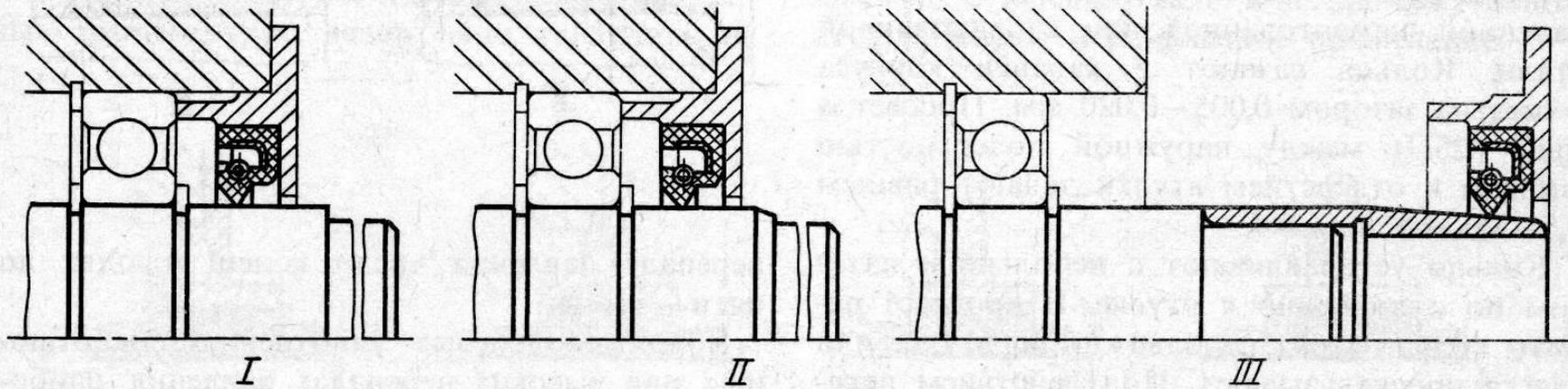


Рис. 623. Монтаж манжетных уплотнений:

I – затруднителен; *II* – облегчен полой заходной фаской на валу; *III* – приспособление для монтажа манжет на ступенчатые валы

Уплотнения резиновым кольцом, щелевые и отгонной резьбой

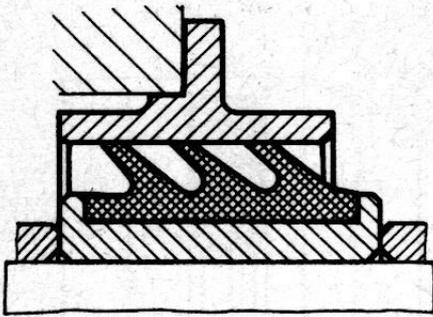


Рис. 631. Уплотнение резиновым кольцом с использованием центробежного эффекта

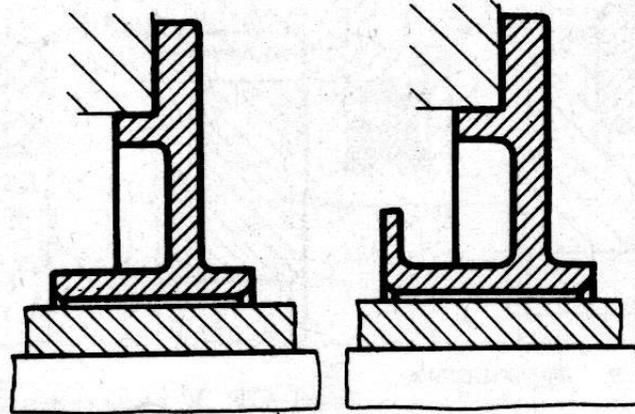


Рис. 632. Щелевые уплотнения

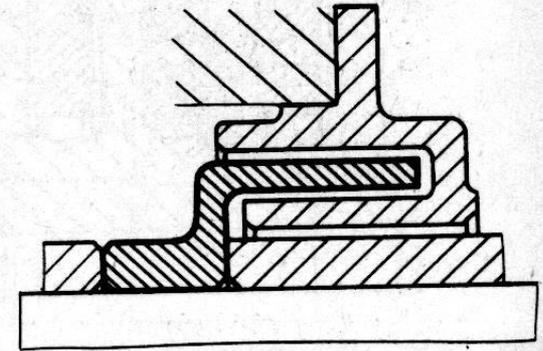


Рис. 633. Двухъярусное щелевое уплотнение

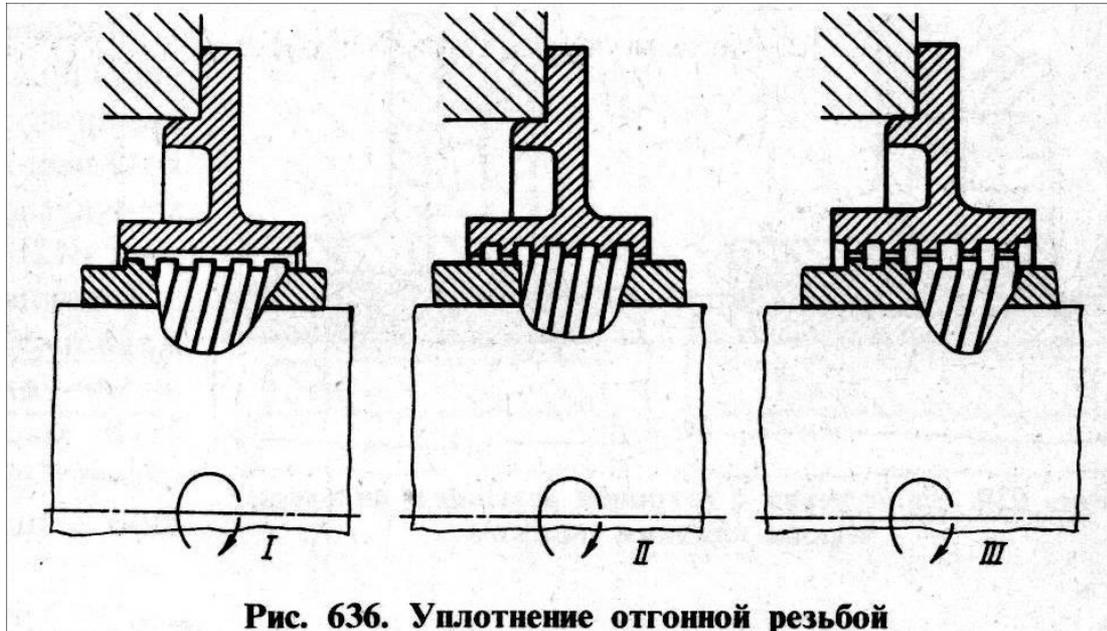


Рис. 636. Уплотнение отгонной резьбой

Лабиринтные уплотнения

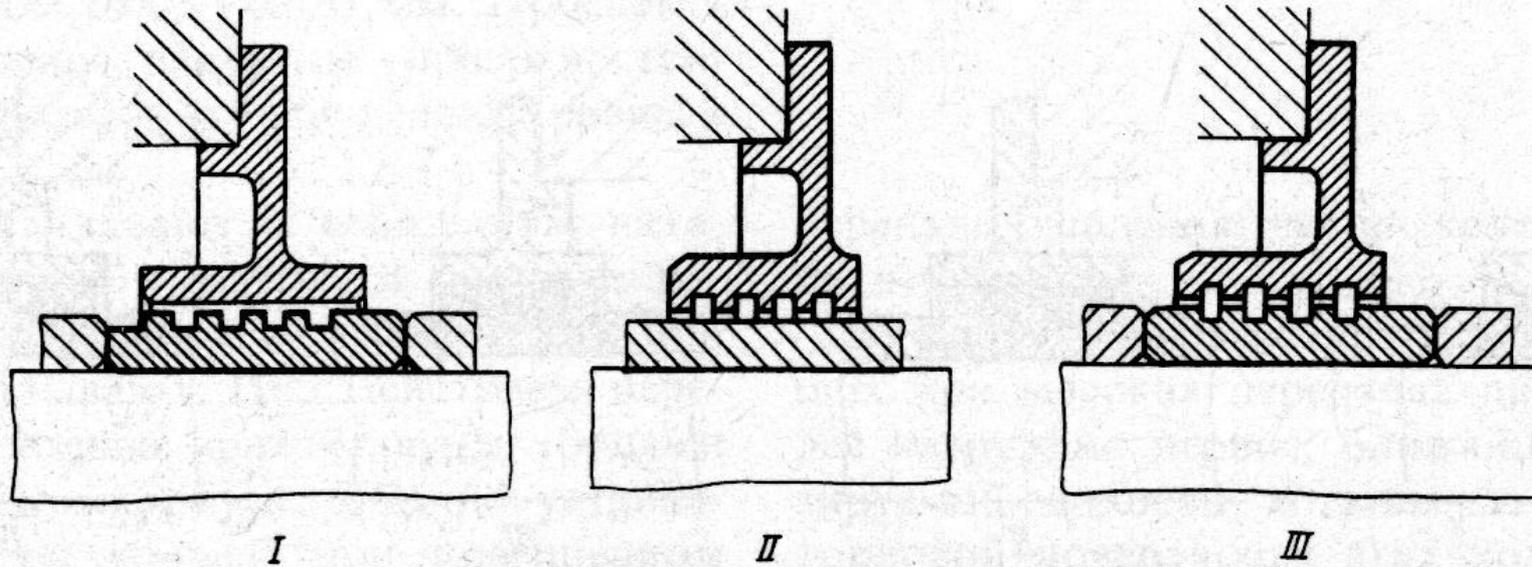


Рис. 634. «Лабиринтные» уплотнения

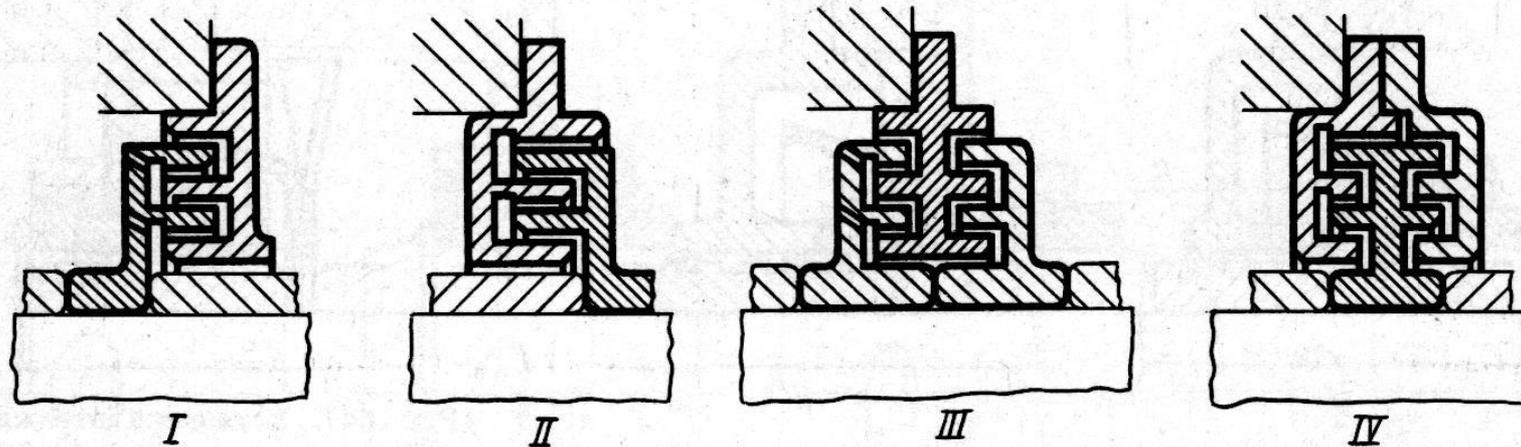
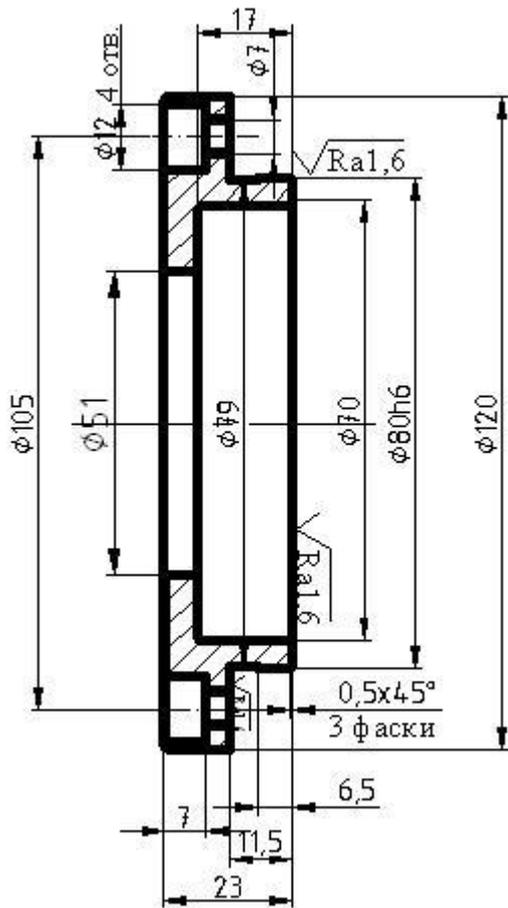


Рис. 653. Осевые «лабиринтные» уплотнения

Крышка



- Крышки сквозные или глухие делают из стали Ст.3...Ст.6 ГОСТ 380-88 или чугуна СЧ10, СЧ15.

Назначение шероховатости деталей

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

$$h_{срк} = k\Delta,$$

- где k – коэффициент пропорциональности ($k = 0,15 \dots 0,25$);
- Δ – 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 $\square 100H8$.
- **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 мкм.

$$h_{срк} = k\Delta = 0,15 \cdot 54 = 8,1$$

- Назначаем шероховатость поверхности с параметром $Ra = 6,3$ мкм.

Назначение шероховатости деталей (продолжение)

- Классы шероховатости (ГОСТ 2789-73)

Классы шероховатости	Параметры шероховатости, мкм		Базовая длина l , мм
	R	Rz	
1	80	320	8,0
2	40	160	
3	20	80	
4	10	40	2,5
5	5	20	
6	2,5	10	0,8
7	1,25	6,3	
8	0,63	3,2	0,25
9	0,32	1,6	
10	0,16	0,8	
11	0,08	0,4	
12	0,04	0,2	
13	0,02	0,1	0,08
14	0,01	0,05	

Назначение шероховатости деталей (продолжение)

- Сопрягаемые поверхности
- Поверхности направляющих станков

Класс точности станков	Направляющие					
	скольжения			качения		
	легкие	средние	тяжелые	легкие	средние	тяжелые
	Параметр шероховатости R_a , мкм					
Особо точные	0,32	0,32	0,63	0,16	0,16	0,32
Особо высокой точности	0,63	0,32			0,32	
Повышенной точности	0,32	0,63	1,25	0,16	0,32	0,63
Нормальной точности	0,63	1,25	2,5	0,32	0,63	1,25

- Поверхности торцевых опор

Торцовое биение, мкм	Параметр шероховатости поверхности R_a , мкм
До 6	0,16
До 10	0,32
До 16	0,63
До 25	1,25
До 40	2,5

Назначение шероховатости деталей (продолжение)

- Поверхности осей и валов под уплотнения

Уплотнение	Скорость, м/с		
	До 3	Св. 3 до 5	Св. 5
Резиновое	Полировать. Параметр шероховатости Ra 1 мкм	Полировать. Параметр шероховатости Ra 0,5 мкм	Полировать. Параметр шероховатости Ra 0,25 мкм
Лабиринтное. Жировые канавки	Параметры шероховатости Rz 20 и Ra 2,5 мкм		
Войлочное	При скорости до 4 м/с. Полировать. Параметр шероховатости Ra 1 мкм		

Назначение шероховатости деталей (продолжение)

- Поверхности мест посадки шарико- и роликоподшипников

Посадочные места	Класс точности подшипников по ГОСТ 520-89	Параметр шероховатости поверхности Ra, мкм, при номинальном диаметре, мм	
		До 80	Св. 80 до 500
Валов	0 и 6	1,25	2,5
	5 и 4	0,63	1,25
	2	0,32	0,63
Отверстий корпусов	0 и 6	1,25	2,5
	5, 4, 2	0,63	1,25
Торцов заплечиков валов и корпусов	0 и 6	2,5	2,5
	5, 4, 2	1,25	2,5

Назначение шероховатости деталей (продолжение)

- Поверхности зубьев зубчатых колес и червяков

Степень точности колес	Параметры шероховатости Ra, мкм			
	Зубчатых колес			Червяков
	Цилиндрических	Конических	Червячных	
3	-	-	0,63	0,16
4	0,63	-	0,63	0,16
5	0,63	0,63	1,25	0,32
6	1,25	1,25	1,25	0,63
7	1,25	1,25	1,25	1,25
8	2,5	2,5	2,5	2,5
9	2,5	Rz20	-	-

Назначение шероховатости деталей (продолжение)

- Поверхности нарезки ходовых винтов и гаек

Класс точности ходовых винтов	Параметры шероховатости R_a , мкм	
	Ходовые винты	Гайки ходовых винтов
0	0,32	0,63
1	0,63	0,63
2	1,25	1,25
3	2,5	2,5
4	2,5	Rz20

- Привалочные (сопрягаемые) плоскости корпусных деталей

Наименьший размер, мм	Параметр шероховатости R_a , мкм, при точности расположения, мкм		
	До 10	До 25	До 63
100	0,63	1,25	2,5
400	1,25	2,5	Rz20
1200	2,5	Rz20	Rz40

Назначение шероховатости деталей (продолжение)

- Торцы гильз, стаканов, регулировочных колец

Точность расположения поверхности, мкм	Параметр шероховатости R_a , мкм
До 6	0,63
До 10	1,25
Св. 10	2,5

- Поверхности делительных дисков, фиксаторов и упоров

Точность индексации, мкм	Параметр шероховатости R_a , мкм
До 4	0,08
До 6	0,16
До 10	0,32
До 25	0,63
До 63	1,25
Св. 63	2,5

Назначение шероховатости деталей (продолжение)

- Поверхности столов станков

Размерная характеристика станка	Параметр шероховатости R_a , мкм
Шлифовальные станки, прочие станки малых размеров и станочные принадлежности	0,63
Станки средних размеров	1,25
Тяжелые станки	2,5

- Поверхности цилиндрические и конические для точного соединения

Радиальное биение, мкм	Параметр шероховатости R_a , мкм	
	Вала	Отверстия
До 2,5	0,04	0,08
До 4	0,08	0,16
До 6	0,16	0,32
До 10	0,32	0,63
До 16	0,63	1,25
До 25	1,25	2,5

Назначение шероховатости деталей (продолжение)

- Поверхности во фрикционных передачах

Вид рабочей поверхности	Диаметр, мм	Параметры шероховатости, мкм
Шкивы плоско- и клиноременных передач	До 120	Ra 1,25
	До 300	Ra 2,5
	Св. 300	Rz 20
Колеса(катки) в зависимости от условий работы, габарита, материалов и др.		Ra 0,63...0,16
Тормозные барабаны диаметром более 500 мм, муфты, диски, колодки		Ra 1,25

- Поверхности кулачков и копиров

Точность профиля, мкм	Параметр шероховатости Ra, мкм, кулачков, копиров, работающих	
	с ножами	с роликами
До 6	0,32	0,63
До 16	0,63	1,25
До 40	1,25	2,5
Св. 40	2,5	Rz 20

Назначение шероховатости деталей (продолжение)

- Шероховатость поверхностей в зависимости от степени точности

Степень точности по ГОСТ 8908-81	Размер меньшей опоры угла или образующей конуса, мм		
	До 5	Св. 5 до 50	Св. 50 до 200
2	0,08		
3	0,16...0,08		
4	0,32	0,63	
5-6	1,25...0,63	1,25	
7-8	1,25	2,5	
9	Rz 20	Rz 40	
10	Rz 40	Rz 80	

Назначение шероховатости деталей (продолжение)

- Поверхности в зависимости от методов обработки
- Шероховатость поверхности отливок

Вид литья	Материал отливок	Параметры шероховатости поверхностей отливок, мкм
В песчаные формы	Черные металлы	Rz 320 ... Rz 160
	Цветные сплавы	Rz 320 ... Rz 80
В кокиль	Черные металлы	Rz 320 ... Rz 40
	Цветные сплавы	Rz 160 ... Rz 20
По выплавляемым моделям	Черные металлы	Rz 80 ... Rz 20
	Цветные сплавы	Rz 80 ... Ra 2,5
В оболочковые формы	Черные металлы	Rz 160 ... Rz 40
	Цветные сплавы	Rz 80 ... Rz 20
Под давлением	Алюминиевые металлы	Rz 40 ... Ra 2,5

Правила конструирования механизмов подач

- **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.
- К механизмам подач 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.

Компоновка механизмов подачи

- **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, обрастает 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.

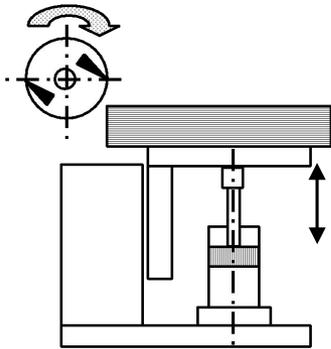
Конструктор должен предусмотреть в конструкции детали элементы, которые требуются по конструктивным и технологическим соображениям. Это канавки для выхода режущего инструмента, различные выточки, галтели, шпоночные канавки, отверстия для центровки и т. п. Если нагрузки на деталь значительны, то необходимо 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.

Типы механизмов подачи

- **Суппортные механизмы подачи.** Суппортные механизмы подачи 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 механическим, гидравлическим или пневматическим.



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

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. Обработываемая заготовка базируется на цепях по упорам и прижимается прижимами. В этом случае осуществляется неподвижное базирование. Иногда цепи располагаются ниже действительных направляющих. В этом случае осуществляется подвижное базирование на действительных направляющих. Могут быть и другие варианты подачи.

Продолжение. Типы механизмов подачи

- **Гусеничные механизмы подачи.** Гусеничные механизмы используются преимущественно в круглопильных прирезных станках. Они надежно базируются на 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. 35), продольного или поперечного направления. Наилучшее сцепление дают гусеницы с продольно-поперечной насечкой. При этом коэффициент сцепления $\mu = 0,45 \dots 0,5$. Элементы гусениц с поперечной насечкой дают коэффициенты сцепления $\mu = 0,3 \dots 0,4$.

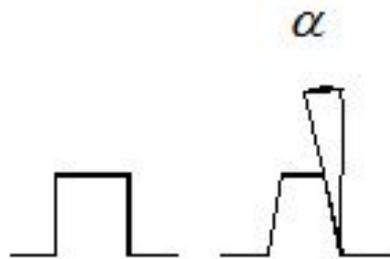
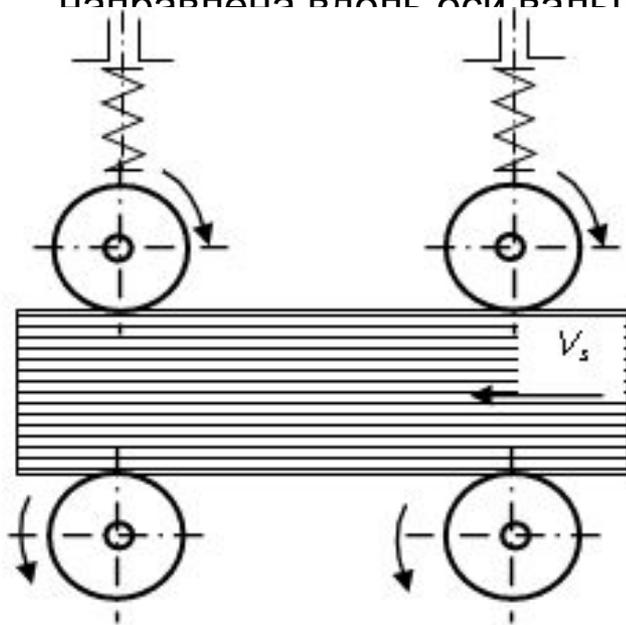


Рис. Профили насечек гусениц

Для элементов насечки прямоугольного сечения, когда угол $\alpha = 0$, 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.

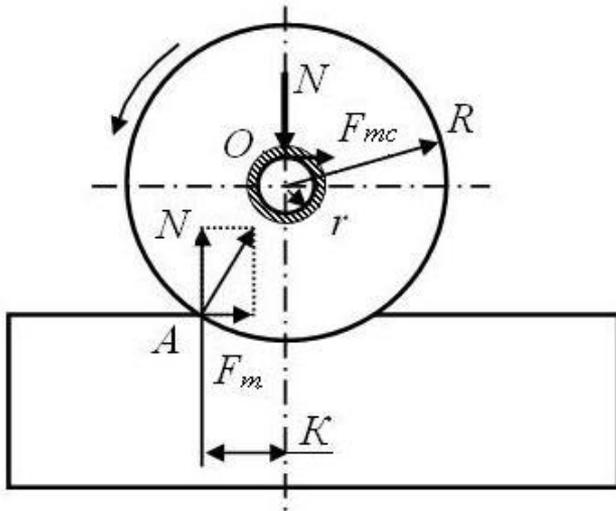
Продолжение. Типы механизмов подачи

- **Вальцовые механизмы подачи.** Это один из самых распространенных видов подающих механизмов. Механизм подачи состоит из приводных верхних и нижних валцов, которые базируют заготовку и надвигают ее на режущий инструмент. Верхние валцы выполнены прижимными. Прижим обеспечивается пружинами или собственным весом валцов. Для обеспечения точного базирования оси всех валцов 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 валцов наклоняют к линейке под углом 88° . В этом случае валцы прижимают заготовку к линейке, обеспечивают надежное базирование и подачу.

Расчет сил трения качения



$$\sum M_o = 0$$

$$F_T R - NK - F_{mc} r = 0$$

$$F_T R - NK - Nfr = 0$$

$$F_T = N \frac{2K + fd}{D}$$

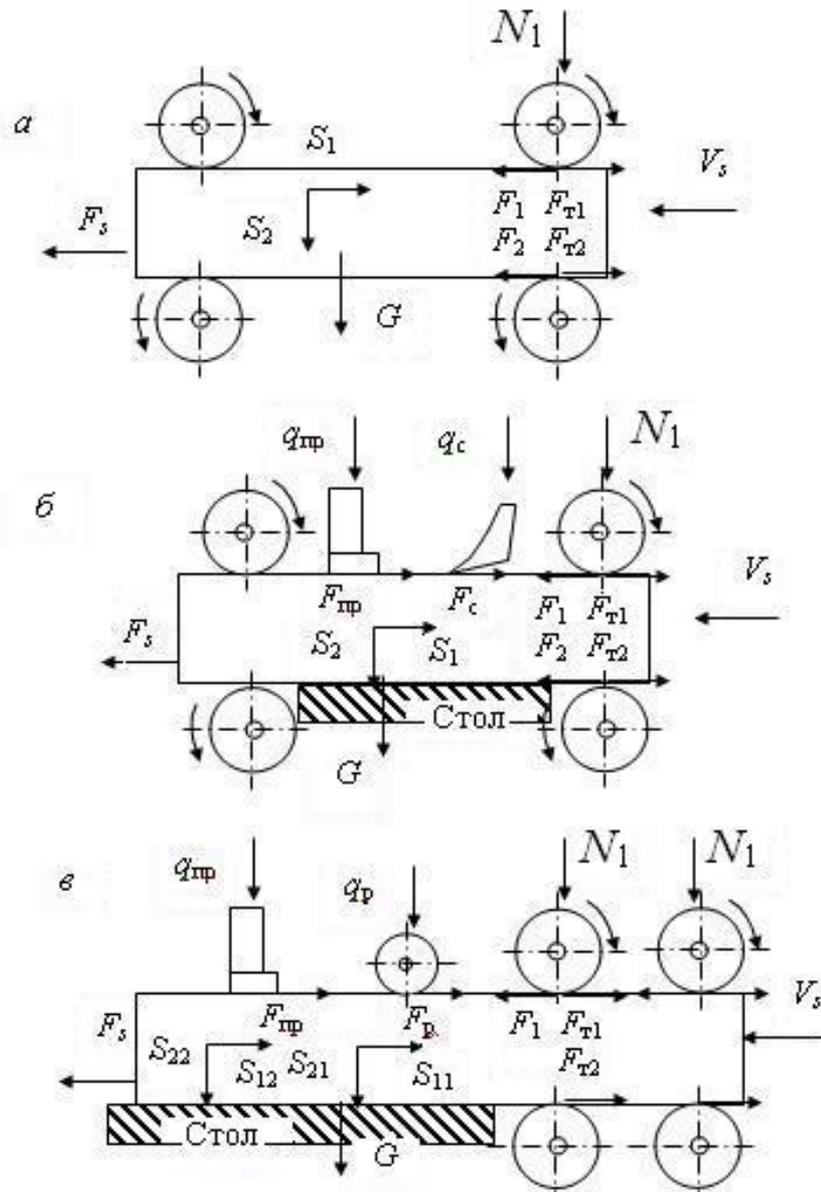
$$F_T \approx N \frac{K}{R}$$

- Пусть ролик катится по поверхности деревянной заготовки и под действием силы нормального давления N деформирует ее (рис.). Силу реакции в точке A заготовки раскладывают на силу трения F_m и силу нормальную. Естественно допустить, что нормальная составляющая реакции равна N . Кроме того, в результате трения скольжения цапфы в подшипниковой опоре возникает сила трения скольжения F_{TC} . Найдем сумму моментов сил относительно оси вращения O :

- где K – коэффициент трения качения, имеющий размерность длины, мм (табл. 1);
- f – коэффициент трения скольжения цапфы в подшипнике; $f = 0,15 \dots 0,20$ в подшипниках скольжения; для подшипниках качения принимается $f = 0,05$;
- d – диаметр цапфы, мм;
- D – диаметр ролика, мм.
- Опуская значение fd получим

Вальцовые механизмы подачи

- Расчет механизма подачи



Значения коэффициентов сцепления рифленых вальцов
с древесиной μ

Порода древесины	Влажность, %	
	12	65
Сосна	$\mu = 0,54 + 0,001D$	$\mu = 0,62 + 0,00115D$
Береза	$\mu = 0,55 + 0,001D$	$\mu = 0,64 + 0,0012D$
Дуб	$\mu = 0,48 + 0,00086D$	$\mu = 0,55 + 0,001D$
Примечание. D – диаметр вальца, мм.		

Значения коэффициентов трения качения гладких роликов диаметром D по древесине K , мм

Порода древесины	Влажность, %	
	12	65
Сосна	$K=0,36+0,00165D$	$K=0,45+0,0022D$
Береза	$K=0,5+0,00135D$	$K=0,54+0,0018D$
Дуб	$K=0,168+0,00096D$	$K=0,25+0,0014D$
.		

- Для рифленых вальцов $K_{\text{риф}} = 1,15 K$,
- Для обрешеченных вальцов $K_{\text{рез}} = 1,3 K$

Давление стружколомателей и прижимов

- При наличии в станке стружколомателей, скользящих или роликовых прижимов их давление на заготовку находится следующим образом. Сначала находится окружная касательная сила резания

$$F_{xo} = \frac{1000P\eta}{V}$$

где P – мощность двигателя механизма главного движения, кВт;

V – скорость главного движения, м/с.

η – КПД механизма главного движения.

Средняя сила резания на дуге контакта при продольном фрезеровании, Н

$$F_{xcp} = F_{xo} \frac{\pi D}{lz}$$

где D – диаметр окружности резания, мм;

l – длина дуги контакта, мм;

z – количество зубьев фрезы.

Длина дуги контакта

$$l = \sqrt{tD}$$

Продолжение

- где t – глубина фрезерования, мм.

Сила давления на заготовку прижимов скользящих и роликовых , Н

$$q_{np} = q_p = 3,1F_{хср}$$

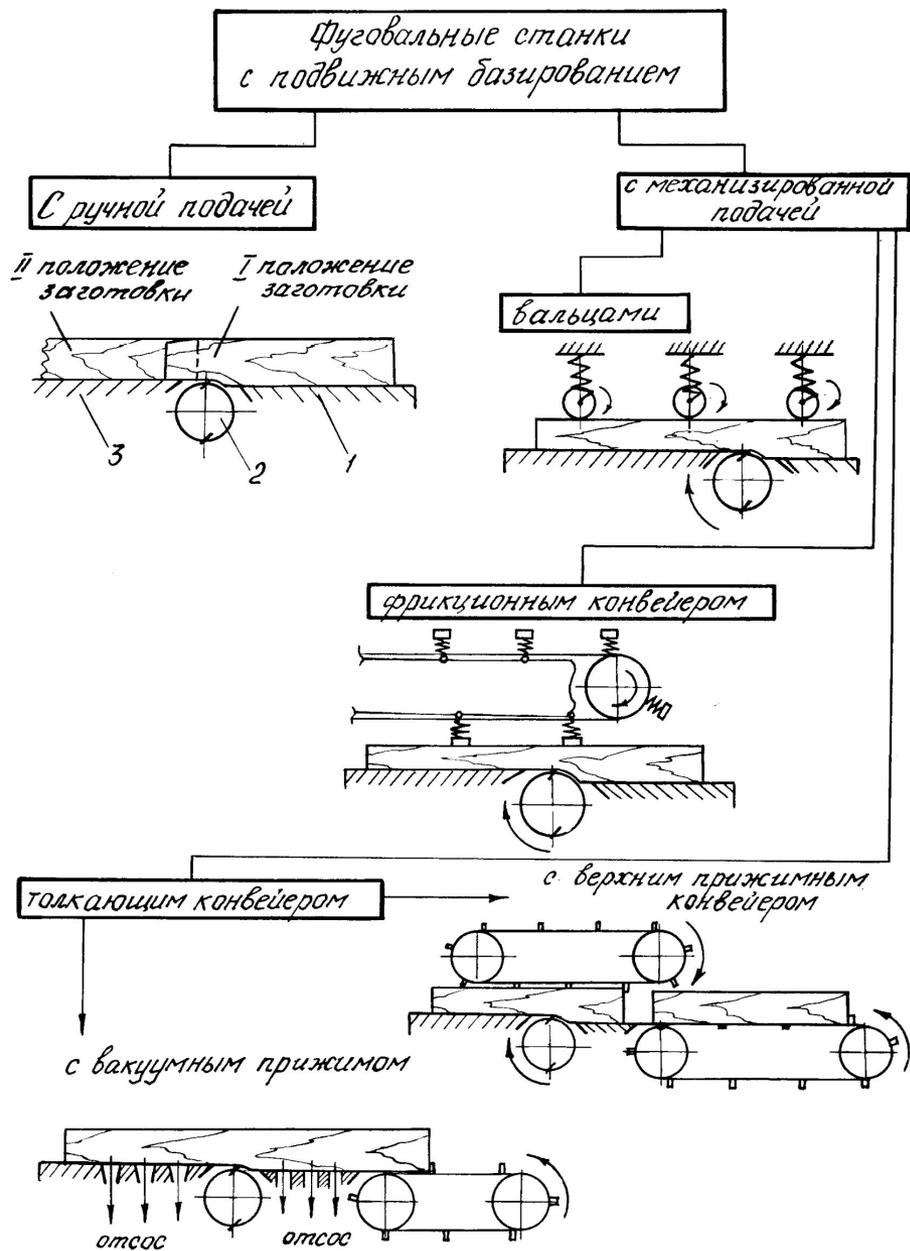
Сила S_2 со знаком + (плюс) должна быть направлена в сторону нижнего вальца, стола, направляющей линейки.

Если станок имеет несколько механизмов главного движения, то

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

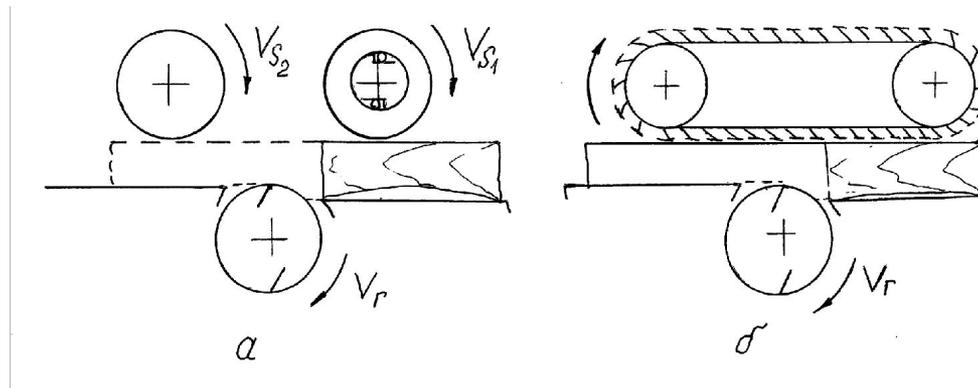
$$S_2 = S_{21} + S_{22} + \dots + S_{2n}$$

Проектирование механизма подачи для фуганка



Продолжение

Роликовые автоподатчики отличаются конструктивной простотой и мобильностью. Однако в отличие от конвейерных роликовые автоподатчики не гарантируют подачу сравнительно тонких (до 50 мм) заготовок без излишнего их деформирования (выпрямления) под действием сосредоточенного давления F со стороны исполнительного элемента (ролика).

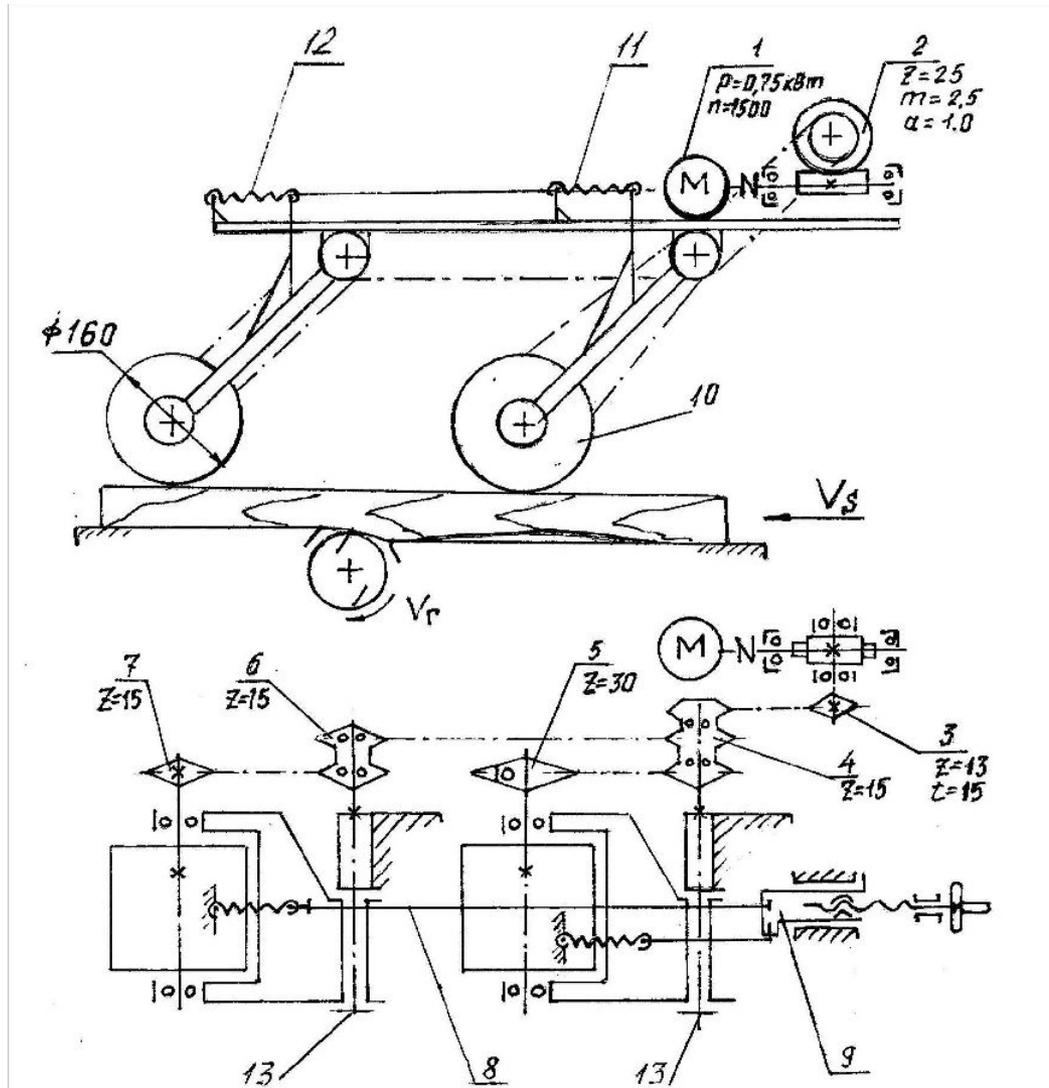


Технологические возможности роликовых автоподатчиков можно улучшить, если в приводе переднего ролика установить обгонную муфту. В этом случае скорость подачи заготовки после попадания ее под второй ролик может быть установлена в 1,5...2 раза большей, чем скорость первого ролика, который благодаря обгонной муфте будет проворачиваться вхолостую, удерживая деталь от вибрации.

Уменьшенная скорость подачи в зоне первого ролика приводит к пропорциональному снижению силы прижима этого ролика, а значит, к еще более благоприятным условиям базирования заготовки в зоне переднего стола фуговального станка.

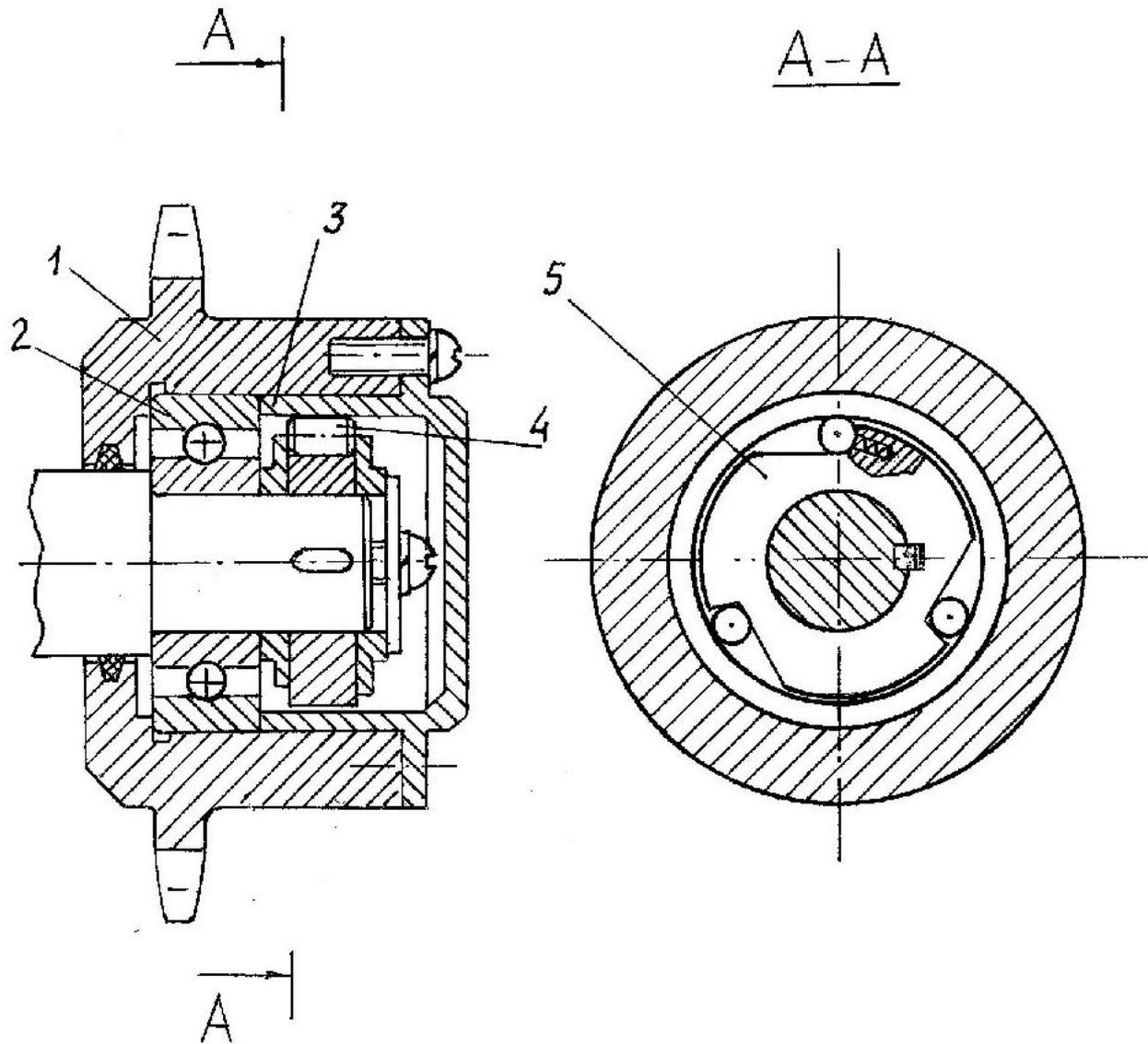
Продолжение

Роликовый автоподатчик с приводом через обгонную муфту



Продолжение

Конструктивное исполнение обгонной муфты



Конструирование узлов и деталей

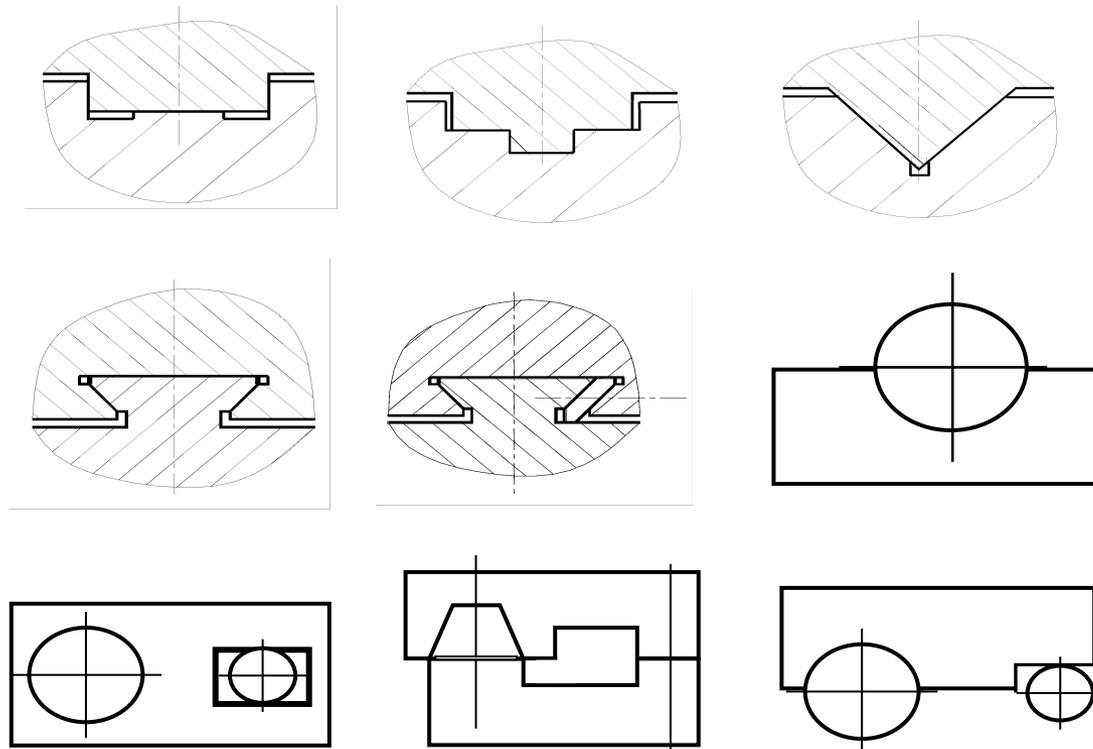
Конструирование и расчеты суппортов

- **Суппортом называют механизм, предназначенный для закрепления, подачи или настроечного перемещения по одной или нескольким координатным осям основных или вспомогательных элементов станка.** На суппорте монтируют механизмы главного движения (шпиндели, ножевые валы, токарные резцы, рамные пилы), органы механизма подачи (вальцы, конвейеры, толкатели), базовые линейки, столы и прижимы. По количеству рабочих движений различают суппорты одно-, двух- и трехкоординатные. На суппорте возможны вращательные настроечные перемещения.
- Привод настроечных перемещений в суппортах бывает ручной, механический или автоматический.
- Конструктивно суппорты выполняются по-разному. В общем случае суппорт состоит из направляющих, ползуна или каретки, элементов фиксирования и перемещений.

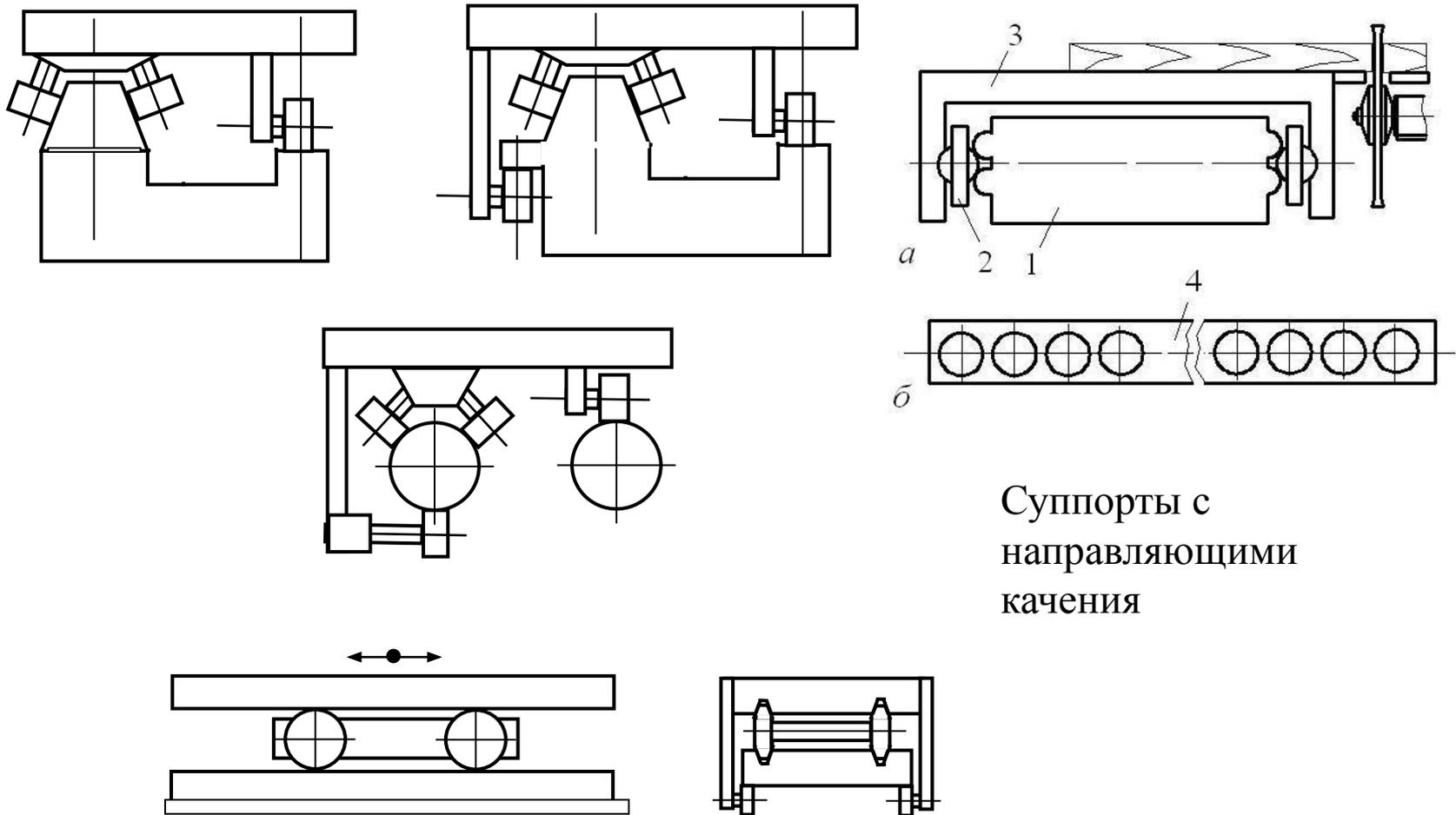
Направляющие суппорта

Направляющими суппорта называются устройства, обеспечивающие прямолинейное (иногда криволинейное) перемещение подвижного элемента (ползуна, каретки) с заданной точностью.

По форме рабочих поверхностей направляющие могут быть плоскими, призматическими или цилиндрическими. При этом ползун монтируется на направляющей с трением скольжения или трением качения.



Продолжение



Суппорты с направляющими качения

Продолжение

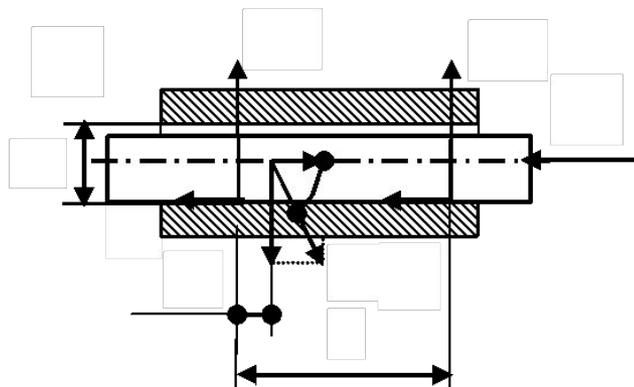
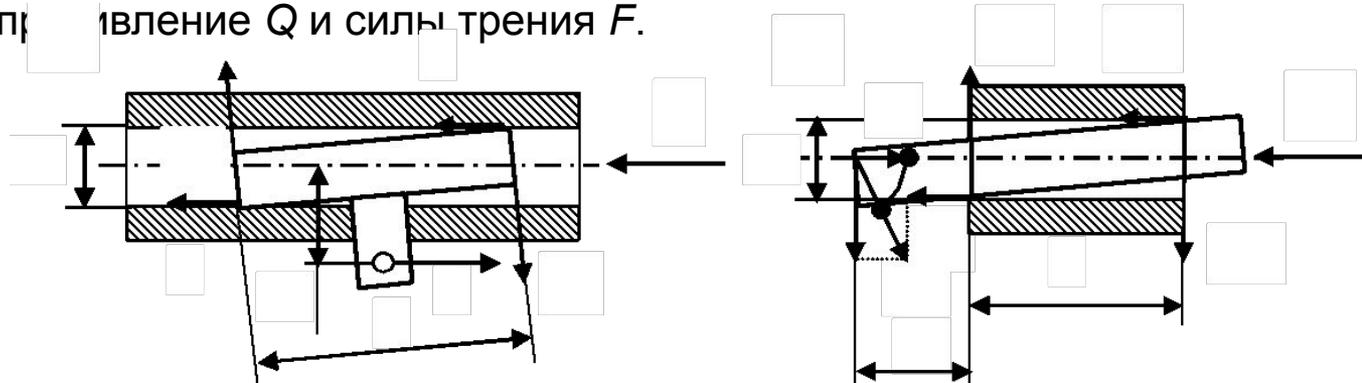
Суппорты характеризуются точностью, долговечностью и жесткостью.

Точность перемещения зависит главным образом от точности изготовления направляющих. **Долговечность** суппорта характеризуется способностью сохранять первоначальную точность перемещения в течение заданного времени их использования. **Жесткость** суппорта определяет способность оказывать сопротивление действию деформирующих сил. Жесткость выражается отношением силы, приложенной в заданной точке, к величине деформации, измеренной в направлении действия силы. Деформации возникают, главным образом, по поверхностям контакта ползуна и направляющих.

Расчет суппортов

При конструировании суппорта необходимо знать условие самоторможения (заклинивания) ползуна.

- **Движущая сила параллельна направляющей.** На рис. 45, а приведена схема сил, возникающих при движении ползуна по направляющей, когда движущая сила T направлена параллельно оси направляющей и приложена к ползуну на расстоянии h от ее оси. При движении ползун преодолевает полезное сопротивление Q и силы трения F .



Варианты положения ползуна в

направляющих по отношению к силе T :

a – вектор T параллелен направляющей;

$b, в$ – вектор T направлен под углом α к направляющей

Продолжение

- При установившемся равномерном движении ползуна можно написать следующие уравнения равновесия:

$$\sum M_o = 0 \quad \text{и} \quad \sum F_x = 0$$

или $Th - Nl = 0 \quad \text{и} \quad T - Q - 2F = 0$,

где N – сила нормального давления ползуна на направляющую, H .

Отсюда следует

$$N = T \frac{h}{l}$$

Подставляя эту формулу в выражение для силы трения F , получим

$$T = Q + 2F = Q + 2Tf \frac{h}{l}$$

Отсюда величина движущей силы

$$T = \frac{Q}{1 - 2f \frac{h}{l}}$$

Продолжение

- При работе может произойти заклинивание ползуна в направляющих. В этом случае $T = \infty$ или

$$1 - 2f \frac{h}{l} = 0$$

Отсюда следует, что в конструкции суппорта можно определить критическое отношение величин h и l , при котором наступает заклинивание:

$$\left(\frac{h}{l}\right)_{\text{кр}} = \frac{1}{2f}$$

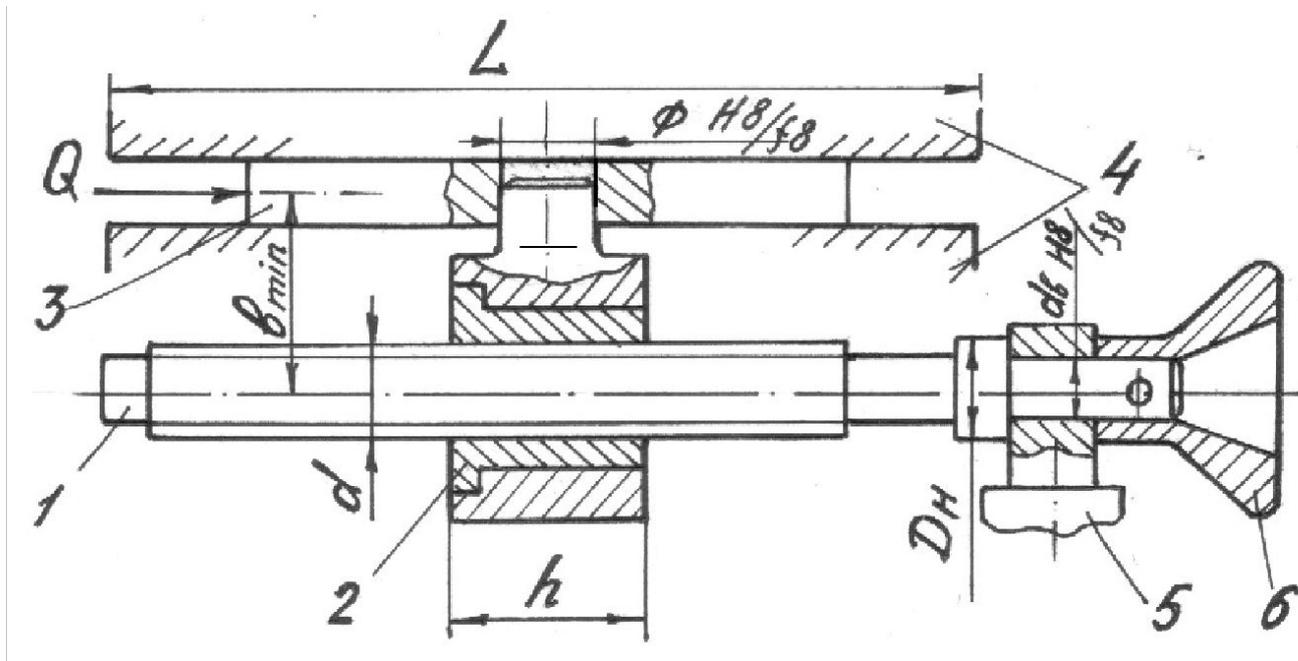
Для предотвращения заклинивания рекомендуется следующее соотношение:

$$\frac{h}{l} \leq \frac{1}{2fK}$$

где K – коэффициент запаса от заклинивания; при коэффициенте трения скольжения $f = 0,2$ принимают $K = 5$ для плоских призматических направляющих; $K = 6,5$ для цилиндрических направляющих; $K = 10$ для направляющих "ласточкин хвост".

Проектирование винтовых механизмов

- С помощью винтовых механизмов можно медленно и достаточно точно перемещать подвижный орган. К недостаткам этих передач относятся большие потери на трение, низкий КПД и невозможность их применения при больших скоростях перемещений. Для снижения потерь на трение вместо передач винт-гайка скольжения получили распространение передачи качения.
- Передачи винт-гайка (винтовые) в деревообрабатывающих машинах применяют в основном для настроечных перемещений рабочих органов (рис. 45).



Продолжение

- В настроечных механизмах небольшого перемещения (до 1000 мм) винтовую передачу обычно осуществляют с вращающимся винтом 1 и поступательно перемещаемой гайкой 2. Гайка 2 имеет подвижное (по ходовой посадке) соединение с ползуном 3, который в свою очередь перемещается (скользит) по направляющим 4. Совокупность поверхностей соединения двух узлов или деталей, обеспечивающих возможность их относительного перемещения, принято называть суппортами. Суппортные механизмы могут быть выполнены на основе направляющих скольжения или на основе направляющих качения.
- У суппортных механизмов с относительно малым перемещением ползунов (до 400 мм) винт 1 монтируют на опоре 5, второй опорой служит гайка 2.
- Для винтов винтовых передач применяют трапецеидальную и прямоугольные резьбы. Материалом для винтов служат, стали 40, 45, 50 и др. Материалы гаек – бронзы оловянистые Бр 010-Ф-1, Бр 06Ц6С3, а при малых нагрузках – антифрикционные чугуны марок АВ4-1, АК41 или серые чугуны марок СЧ15, СЧ20.

Продолжение

- **Расчет на износ**

Наиболее распространен расчет винтовой передачи на износ по формуле для определения среднего диаметра резьбы (мм).

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2Q}{3,14\varphi[p]}}, \quad (85)$$

где Q – расчетная осевая сила, действующая на винт, Н;

φ - отношение высоты гайки h к среднему диаметру резьбы d_2 (для целых гаек $\varphi = 1,2 \dots 2,5$).

$[p]$ – допускаемые давления для пар, МПа:

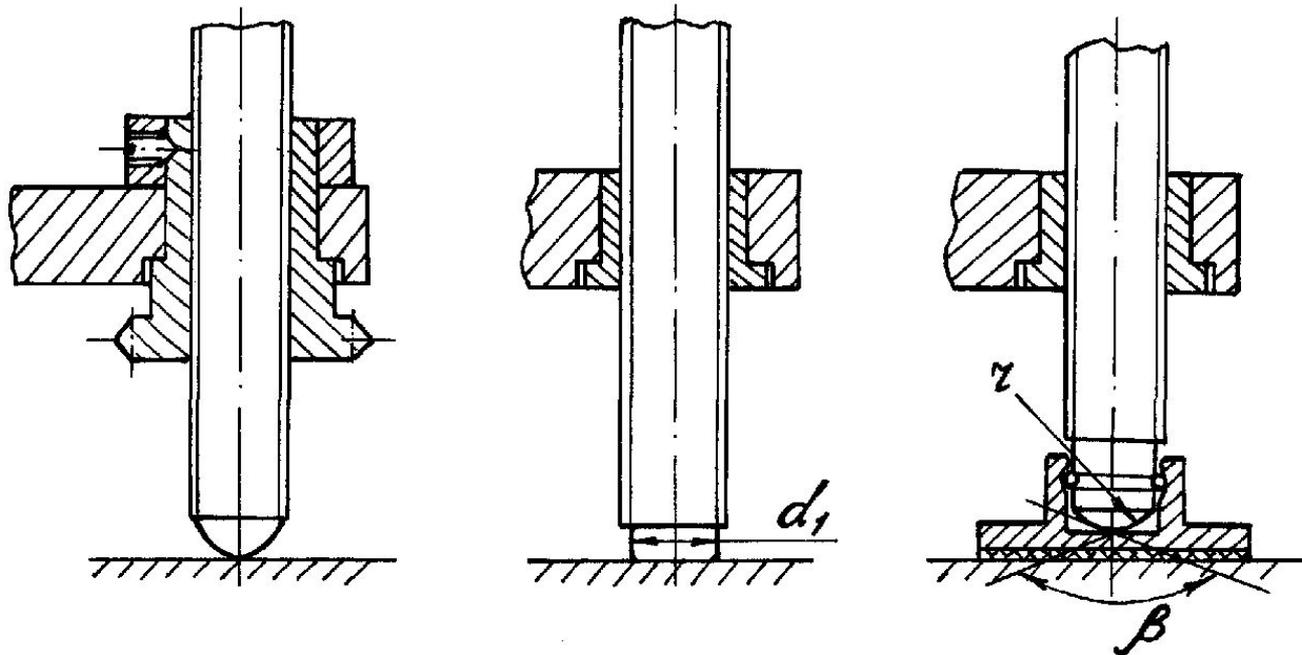
- закаленная сталь-бронза 12;
- незакаленная сталь-бронза 9;
- незакаленная сталь-чугун 5.

Расчет на устойчивость

Расчет на устойчивость проводится для длинных высоконагруженных винтов.

Проектирование винтовых зажимов

- Ручные винтовые зажимы находят большое применение в станочных приспособлениях вследствие их простоты и надежного закрепления обрабатываемых деталей. Недостатки винтовых зажимов: значительное вспомогательное время, необходимое для зажима и разжима детали, большая затрата рабочим мускульной силы, непостоянство силы зажима и возможность смещения детали от силы трения на торце винта.
- Винтовые зажимы применяют при ручном закреплении деталей в приспособлениях, а также в приспособлениях механизированного типа.
- На рисунке приведены наиболее типичные варианты винтовых зажимов



Продолжение

Номинальный (наружный) диаметр винта определяется по формуле

$$d = c \sqrt{\frac{Q}{\sigma}} \text{ мм,}$$

где $c = 1,4$ - для основной метрической резьбы [24];

Q - сила зажима, Н;

σ - напряжение растяжения (сжатия); для винтов из стали 45 с учетом износа резьбы $\sigma = 80 \dots 100$ МПа.

Величина расчетного диаметра округляется до ближайшего большего значения.

В приспособлениях применяют резьбы от М6 до М48.

Момент, развиваемый на рукоятке или маховике, для получения заданной силы зажима Q

$$M = r_{cp} Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + M_{тр},$$

где r_{cp} - средний радиус резьбы, м;

α - угол подъема резьбы; $\alpha = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_{cp}}$, где S шаг резьбы,

d_{cp} - средний диаметр винта;

ρ - угол трения в резьбе, $\rho = \operatorname{arctg} f$, где $f = 0,12$ коэффициент трения.

Продолжение

$M_{тр}$ - момент трения на опорном торце гайки или в месте контакта торца нажимного винта;

$$M_{тр} = \frac{1}{3} f Q \frac{D_n^3 - d_b^3}{D_n^2 - d_b^2},$$

где f – коэффициент трения в местах контакта;

D_n – наружный диаметр опорной гайки-звездочки или наружный диаметр торца нажимного винта;

d_b – внутренний диаметр опорной гайки-звездочки или внутренний диаметр торца нажимного винта;

Для зажимных винтов со сферическим торцом (рис. 46) приближенная формула момента закрепления имеет вид [24]

$$M = 0,1 d Q$$

В этой формуле момент трения на торце не учтен, так как его величина очень мала ($M_{тр} < 0,03 M$). Для нажимных винтов с плоским торцом (см. рис. 46) расчет момента закрепления ведется по формуле

$$M = 0,1d \cdot Q + \frac{fQd_1}{3},$$

а, для винта с башмаком (см. рис. 46), предупреждающим порчу поверхности заготовки, - по формуле:

$$M = 0,1d \cdot Q + r \cdot f \cdot ctg \frac{\alpha}{2} Q$$

При $\beta = 118^\circ$ (ГОСТ 13436-68) и $f = 0,15$ $M = 0,1 Q(d+r)$



СПАСИБО ЗА
ВНИМАНИЕ =)

