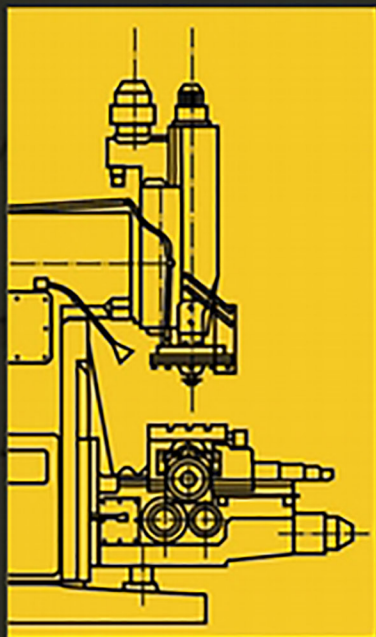
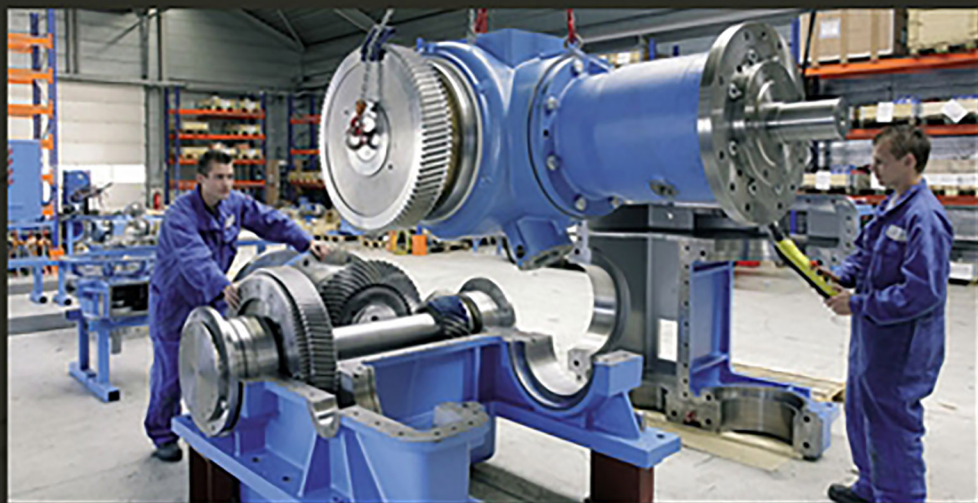


СЛЕСАРНОЕ ДЕЛО

В.Н. Фещенко



*сборка
производственных
машин*



В.Н. Фещенко

СЛЕСАРНОЕ ДЕЛО
Сборка
производственных машин
Книга 3

Учебное пособие

Инфра-Инженерия
Москва
2013

УДК 621.7(075)

ББК 34.671

Ф44

Р е ц е н з е н т ы:

Юкляев М.П. - заслуженный учитель РФ;

Денисов Н.Б. - главный механик завода «Красный пролетарий».

Фещенко В.Н.

Ф44 СЛЕСАРНОЕ ДЕЛО. Сборка производственных машин.

Книга 3. : учеб. пос. / В.Н. Фещенко. – М.: Инфра-Инженерия, 2013. - 544 с.: ил.

ISBN 978-5-9729-0055-8

Описано устройство механических передач в производственных машинах и их деталей, принципы организации производственного процесса изготовления производственных машин, конструктивные формы деталей и их взаимодействие. Изложены основные методы выполнения слесарных и механосборочных работ, обеспечение размерной точности комплектов (размерных цепей) деталей и испытания готовых к эксплуатации машин и станков.

Приведены сведения об организации труда на рабочем месте, санитарно-гигиенических и безопасных условиях труда.

Для учащихся профессионально-технических учебных заведений и для студентов машиностроительных специальностей технических вузов. Может быть использовано при подготовке рабочих на производстве.

© Фещенко В.Н., 2013

© Издательство «Инфра-Инженерия», 2013

ISBN 978-5-9729-0055-8

Введение

В век космонавтики, высокоразвитых технологий и вычислительной техники необходимы новые совершенные машины для производства продукции, в которой нуждается общество. Создание новой машины – это труд многих специалистов, вклад каждого из них уникален. В их числе находится специалист – слесарь. Его работа начинается с момента передачи чертежей в производство. Через руки этого специалиста проходят опытные и серийные образцы всех машин, включая космические корабли, автомобили, приборы и многое другое, чем пользуется человек.

В этой книге рассмотрен краткий круг вопросов, с которыми придется сталкиваться молодому специалисту слесарю-сборщику в будущей деятельности. Мы не пытались осветить все секреты мастерства – это невозможно. Но мы пытались рассказать, какими знаниями, навыками и умением необходимо овладеть молодому слесарю в практической деятельности с помощью старших товарищей и назвали это «слесарным делом».

Учебное пособие «Слесарное дело» представлено в трех книгах:

«Слесарное дело. Слесарные работы при изготовлении и ремонте машин»;

«Слесарное дело. Механическая обработка деталей на станках»;

«Слесарное дело. Сборка производственных машин».

Учебное пособие выполнено в соответствии со Стандартом РФ ОСТ9 ПО 02.2.17-2002 «Профессия: Слесарь» и предназначается для начального и среднего профессионального образования в специальных учебных заведениях и для моло-

СЛЕСАРНОЕ ДЕЛО. Сборка производственных машин

дых рабочих, совершенствующих свое мастерство на машиностроительном производстве.

Приношу глубокую признательность и благодарность всем, кто поделился своим опытом, словом и делом принял участие в составлении данного учебного пособия и чьи наработки включены в это пособие.

Успехов и удачи.

Автор.

Глава 1 СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1.1. ВИДЫ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Размещение и установка деталей в машине, а также их взаимная связь обеспечиваются соединениями при сборке (рис. 1.1).

Соединения деталей в зависимости от их конструкции могут быть подразделены на **подвижные** и **неподвижные**.

Подвижные и неподвижные соединения подразделяют на разъемные и неразъемные.

Разъемными или **разбираемыми** называют соединения, которые могут быть разобраны без особых затруднений и без



Рис. 1.1. Виды наиболее распространенных соединений

повреждений сопряженных или крепежных деталей. Например, соединения по посадкам с зазором и переходным посадкам, резьбовые и др.

Неразъемными или **неразборными** называют соединения, разборка которых в процессе эксплуатации не предусмотрена и затруднительна, требует больших усилий и сопровождается повреждением сопрягаемых или крепежных деталей, либо скрепляющего вещества.

Неподвижные, неразборные соединения выполняют клепкой, пайкой, посадками с натягом, склеиванием, прессованием, холодной штамповкой и другими способами. Такие соединения отличаются прочностью и стабильностью взаимного расположения соединяемых деталей.

Неподвижные, разбираемые соединения выполняют с помощью переходных посадок и шпонкой, винтовых соединений, соединений с помощью штифтов, конических соединений, клиновых и других соединений.

1.2. ЗАКЛЕПочНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Неразборные соединения, получаемые посредством соединения при сборке деталей заклепками, называют заклепочными. Разборка их обычно сопровождается разрушением деталей соединения.

В современном машиностроении клепка в значительном числе случаев заменена более производительной электро-сваркой. Однако в ряде отраслей машиностроения (например, в авиастроении, автотракторостроении, сельскохозяйственном машиностроении) клепка еще широко распространена.

Особенность заклепочного соединения состоит в том, что это соединение прочное и надежное, устойчивое при ударных и повторно переменных нагрузках. При этом проверка качества соединения несложная и нетрудоемкая, имеется возможность соединить любые материалы, не изменяя их физико-химических свойств, включая те, которые обычно не соединяются другими методами.

Место соединения деталей заклепками называют заклепочным швом.

По назначению заклепочные швы делятся на прочные, от которых требуется только механическая прочность, и проч-

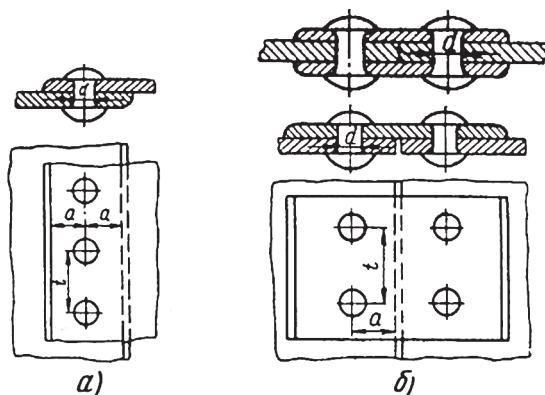


Рис. 1.2. Виды соединения листов:
а – внахлестку, б – стыковочные

ноплотные, от которых помимо механической прочности требуется также герметичность соединения.

По виду соединения листов различают заклепочные швы двух видов: внахлестку (рис. 1.2, а), когда один лист накладывают на другой, и стыковочные с одной или двумя накладками (рис. 1.2, б), когда листы подводят встык и соединяют наложенными на них одной или двумя накладками.

Кроме того, по расположению заклепок швы делятся на однорядные, двухрядные, многорядные, параллельные и шахматные.

Основные типы заклепок, применяемых в современном машиностроении, приведены на рис. 1.3. Готовая головка заклепки называется *закладной*, а головка, получаемая в результате клепки, – *закрывающей*.

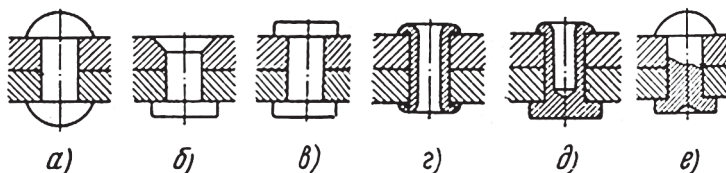


Рис. 1.3. Типы заклепок:
а – со сферической головкой; б – с потайной головкой; в – с плоской головкой;
г – пустотелая; д – полупустотелая; е – специальная

При выборе материалов желательно, чтобы коэффициенты линейного расширения заклепок и соединяемых деталей были примерно равными (во избежание температурных напряжений). В соединении не следует применять сочетания разнородных материалов, образующих гальванические пары (во избежание возникновения гальванических токов, быстро разрушающих соединения). По этой причине применяют для соединения медных деталей медные заклепки, для алюминиевых деталей – алюминиевые и т. д.

На качество шва влияет правильный выбор величины заклепок и их расположения по длине соединения.

Из расчета прочности соединений и практического опыта принимают:

Диаметр заклепок

$$d \approx (1,5...2)\delta_{\min}$$

или

$$d = t/2\delta,$$

где d – диаметр заклепки, мм; δ_{\min} – меньшая толщина из склепываемых листов, мм; t – шаг заклепок, мм.

Длина стержня заклепки зависит от толщины склепываемых листов и формы замыкающей головки. Замыкающая головка образуется из выступающей части стержня. Длина этой части стержня для образования потайной головки должна быть от $0,8d$ до $1,2d$, а для образования полукруглой головки – от $1,2d$ до $1,5d$.

В зависимости от диаметра d заклепки диаметр отверстия d_0 под заклепку рекомендуется принимать $d_0 = d + (0,2...2)$ мм.

Расстояние от центра заклепки до края листа должно быть не менее $a = (1,5...2)d$.

Толщина накладок, расположенных с двух сторон листа, – $\delta_n = 0,75...0,8\delta$ и $\delta_n = 1,25\delta$ – с одной стороны.

Шаг заклепок для двухрядного шва внахлестку $t \approx (3...6)d$, для двухрядного шва с двумя накладками $t \approx 6d$, для однорядного шва с двумя накладками $t \approx 3,5d$ ($t = 3d + 2$ мм).

Т а б л и ц а 1.1

Рекомендуемые диаметры отверстий под заклепки, мм

Диаметр заклепки d	6,0	7,0	8,0	10,0	13,0	13,5	16,0	16,5	19,0	22	25	28	30	
d_0	Точная сборка	6,2	7,2	8,2	10,5	13,5	14,0	16,5	17,0	20,0	23	26	29	31
	Грубая сборка	6,8	7,8	8,8	11,0	1,4	14,5	17,0	17,5	21,0	24	27	30	32

Шаг между рядами заклепок – t , при расположении в шахматном порядке – $t \approx (2...3)d_0$.

Необходимое количество заклепок m определяют расчетным путем.

Отверстия под заклепки могут быть получены пробивкой, продавливанием или сверлением. Рекомендуемые диаметры отверстий под заклепки – в табл. 1.1.

1.2.1. Расчет на прочность заклепочных соединений

Основным критерием работоспособности клепаных соединений – прочность, причем при расчетах предполагается, что напряжения в сечении распределены равномерно.

Обычно клепаные соединения нагружены силами, действующими параллельно плоскости контакта соединяемых деталей, поэтому разрушение соединения может произойти в результате следующих причин:

- срез заклепок по сечению 1–1 под действием касательных напряжений (рис. 1.4, а);
- смятие отверстий соединяемых деталей и заклепок под действием сил, вызывающих напряжения смятия (рис. 1.4, а), в результате чего оси заклепок перекашиваются, возникает внецентровое растяжение, и может произойти отрыв головок от стержня;
- разрыв соединяемой детали по сечению, ослабленному отверстиями под заклепки (рис. 1.4, б);
- срез соединяемых деталей по двум сечениям 2–2 (рис. 1.4, б).

В результате процесса клепки стержень заклепки осаживается (укорачивается и увеличивается в диаметре), в результате материал заклепки заполняет отверстие.

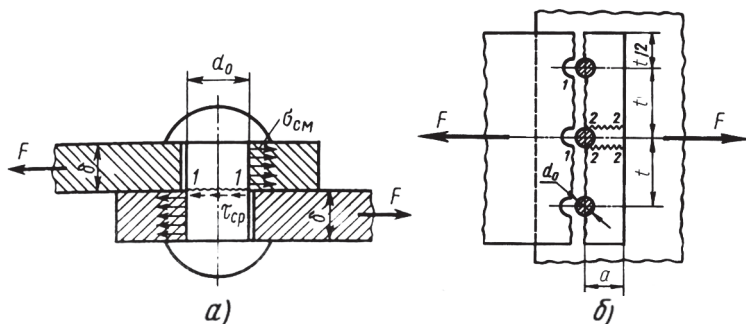


Рис 1.4. Схема действия сил в заклепочном соединении

Поэтому расчет соединения ведут по диаметру d_0 отверстия под заклепку. При этом предполагается, что нагрузка F распределяется между заклепками шва равномерно. Сила трения, возникающая между склепанными деталями, в расчете на прочность не учитывается.

В соединении внахлестку (рис. 1.4) внешняя сила F образует пару сил, моментом которой, из-за малой толщины δ склепываемых листов, пренебрегаем.

Тогда расчет на прочность клепаного соединения будет состоять:

1. Из расчета прочности заклепок на срез по сечению 1–1 (рис. 1.4, а)

$$\tau_{\text{ср}} = F/(mA_{\text{ср}}) = F/(0,75md_0^2) \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где $A_{\text{ср}} = 0,25i\pi d_0^2$; i – число плоскостей среза; $A_{\text{ср}}$ – площадь среза заклепки; m – число заклепок шва при симметрично действующей нагрузке $m \geq F/(A_{\text{ср}}[\tau_{\text{ср}}])$.

2. Из расчета прочности соединения на смятие боковой поверхности заклепок и стенок отверстий соединяемых деталей (рис. 1.4, а)

$$\sigma_{\text{см}} = F/(mA_{\text{см}}) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $A_{\text{см}} = d_0\delta_{\text{мин}}$; $\delta_{\text{мин}}$ – меньшая толщина из соединяемых деталей (высота проекции стержня заклепки), число отверстий в опасном сечении листа.

Т а б л и ц а 1.2

**Рекомендуемые значения допускаемых напряжений
в заклепочно́м соединении**

Компонент шва	Вид допускаемых напряжений	Способ изготовления отверстий	Значения допускаемых напряжений, МПа	
			Ст2, Ст10кп	Ст3, Ст20кп
Детали конструкции	Растяжение $[\sigma_p]$		140	160
	Срез $[\tau_{\text{ср}}]$		90	100
	Смятие $[\sigma_{\text{см}}]$		210	240
Заклепки	Срез $[\tau_{\text{ср}}]$	Пробивка	100	100
		Сверление	140	140
	Смятие $[\sigma_{\text{см}}]$	Пробивка	240	280
		Сверление	280	320
<i>Примечание.</i> Для латуни и дюралюминия - допускаемые значения напряжений для Ст3/(1,5...2)				

3. Из расчета прочности соединяемых деталей на растяжение (разрыв) по сечению 1–1 (рис. 1.4, б), ослабленному отверстиями под заклепки

$$\sigma_p = F/(A_p) \leq [\sigma_p],$$

где $A_p = (b - d_0 m)\delta_{\min}$ – расчетная площадь в опасном сечении листа.

4. Из расчета прочности соединяемых деталей на срез заклепками по сечению 2–2 (рис. 1.4, б)

$$\tau'_{cp} = F/(mA'_{cp}) \leq [\tau'_{cp}],$$

где $A'_{cp} = 2(e - d_0 m/2)\delta_{\min}$ (здесь длина e сечения 2–2, уменьшенная на $d_0/2$, так как вначале материал сминается на эту величину, и лишь затем происходит срез).

Рекомендуемые значения допускаемых напряжений приведены в табл. 1.2.

Пример. Нахлесточное заклепочное соединение двух полос из дюралюминия $b \times \delta = 350 \times 12$ мм с приложенной силой $F = 250$ кН.

Вычисление

Диаметр заклепок

$$d \approx (1,8 \dots 2,2)\delta_{\min} = (1,8 \dots 2,2) \cdot 12 = 21,6 \dots 26,4 \text{ мм.}$$

По табл. 1.1 выбираем $d = 25$ мм и $d_0 = 26$ мм.

Допускаемые напряжения по табл. 1.2 с учетом примечания:

$$\text{металл } [\sigma_p] = 160/2 = 80 \text{ МПа;}$$

$$\text{заклепки } [\sigma_{cm}] = 320/2 = 160 \text{ МПа;}$$

$$[\tau_{cp}] = 140/2 = 70 \text{ МПа, при сверленных отверстиях.}$$

Количество заклепок:

$$m \geq F/(A_{cp} [\tau_{cp}] m). A_{cp} = m\pi d_0^2/4 = 1 \cdot 3,14 \cdot 26^2/4;$$

$$m \geq 250/(1 \cdot 3,14 \cdot 26^2/4) \cdot 70 = 7,9.$$

Прочность на смятие:

$$\sigma_{cm} = F/(A_{cm} m) \leq [\sigma_{cm}];$$

$$m \geq F/(A_{cp} [\sigma_{cm}]) = 250/(1 \cdot 3,14 \cdot 26^2/4) \cdot 160 = 5,01.$$

Принимаем 8 заклепок.

Основные параметры заклепочного шва:

шаг заклепок

$$t \approx (3 \dots 6)d = (3 \dots 6)25 = 75 \dots 150 \text{ мм;}$$

при $b = 350$ мм можно разместить в ряду 3 заклепки при $p = 115$ мм;

расстояние от края листа до центра заклепки

$$a \approx (1,5 \dots 2)d = (1,5 \dots 2)25 = 37,5 \dots 50 \text{ мм};$$

расстояние между рядами, расположенными в шахматном порядке,

$$t \approx (2 \dots 3)d_0 = (2 \dots 3)26 = 52 \dots 78 \text{ мм};$$

проверка соединяемых листов на растяжение в опасном сечении при $m = 3$

$$\sigma_p = F / (b - d_0 m) \delta_{\min} = 250 / (350 - 26 \cdot 3) 12 = 76,5 \text{ МПа} \leq [\sigma_p] = 80 \text{ МПа}, \text{ что приемлемо.}$$

1.2.2. Заклепочные конструкции

Заклепочные конструкции чаще всего состоят из следующих видов деталей: фермы из стержней, работающих на растяжение или сжатие (на продольный изгиб), балки и стойки. Для каждого из этих видов деталей применяют определенные проверенные опытом методы расчета и конструкции заклепочных соединений.

Стержни соединяются в узловых точках посредством косынок.

Стержни, работающие на сжатие, изготавливаются из профилей с малой площадью сечения и большим моментом инерции, т. е. из угольников, двутавров, швеллеров.

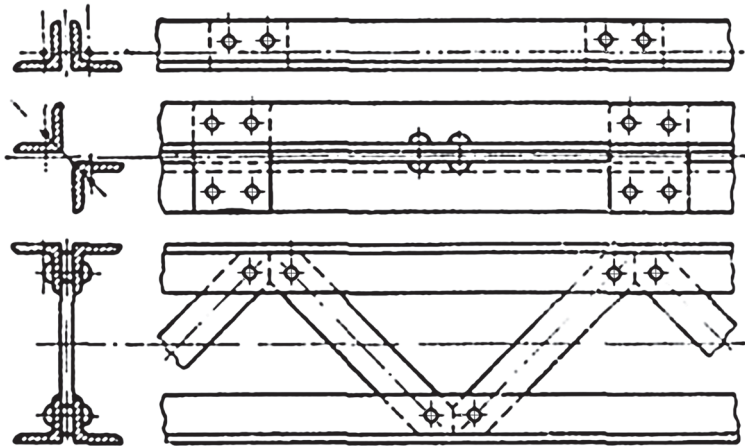


Рис. 1.5. Составные стержни фермы

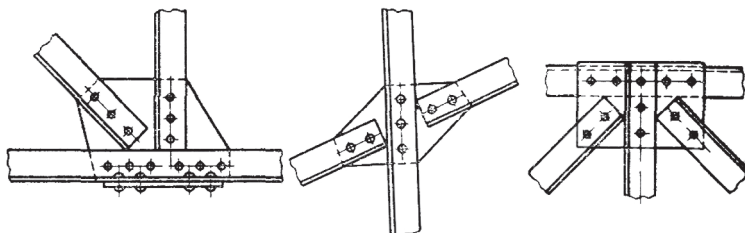


Рис. 1.6. Соединение профилей в узел с помощью косынки с учетом их центров тяжести

В зависимости от расположения применяют стержни цельные, состоящие из таврового, двутаврового или швеллерного профиля. Могут быть применены составные стержни из двух профилей (углового, двутаврового, таврового или швеллерного), соединенных сплошным рядом соединительных заклепок, а также сложносоставные (рис. 1.5), изготовленные из двух или нескольких цельных стержней, взаимно связанных накладками или косынками. Стержни ферм должны быть соединены таким образом, чтобы линии центров тяжести стержней пересекались в одной точке косынки (рис. 1.6).

Если угольник присоединен только одной своей полкой, то для соединения должны быть применены 3 или 2 заклепки. Присоединение лишь одной заклепкой применять нельзя.

1.3. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СВАРКОЙ

Соединение сваркой – неразъемное соединение, полученное в результате того, что в месте соединения деталей металл расплавляют и заполняют образовавшееся пространство присадочным расплавленным металлом. Полученная смесь металлов при застывании образует сварочный шов, который по механическим свойствам (на разрыв) может выдерживать большие нагрузки, чем свариваемые металлы.

Сварка может быть (рис. 1.7) электродуговой, газопламенной, электроконтактной и др.

1.3.1. Электроконтактная сварка

Видами контактной сварки являются точечная, шовная и стыковая. При точечной и шовной электросварке электричес-

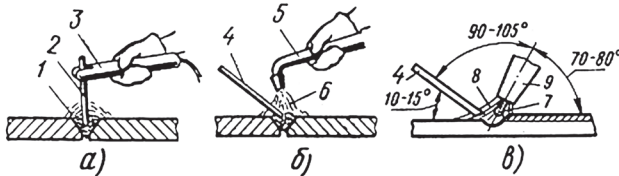


Рис. 1.7. Виды сварки:

а – дуговая; б – газовая; в – в среде защитных газов: 1 – электрическая дуга, 2 – плавящийся электрод, 3 – электрододержатель, 4 – присадочный материал, 5 – сварочная горелка, 6 – пламя, 7 – электрод, 8 – защитный газ, 9 – сопло горелки

кий ток пропускают через электроды, сжимающие листы, положенные внахлестку, а при стыковой – через листы, положенные встык. В процессе сварки электрод перемещается по поверхности соединяемых листов. Под электродом, в месте его прохождения, ток, проходя через металл, нагревает его, и листы свариваются.

Эти виды сварки очень экономичны и производительны, их применяют для соединения листовых изделий (рис. 1.8).

1.3.2. Электродуговая сварка

При соединении деталей электродуговой сваркой (рис. 1.7, а) металл плавится под действием теплоты электрического тока, выделяемой вольтовой дугой. Для получения вольтовой дуги применяют аппараты постоянного и переменного тока.

Сварку деталей обычно выполняют на сварочном столе, поверхность которого выполнена из стального листа.

Процесс электросварки осуществляется следующим образом. В электрическую цепь к сварочной установке подключают к отрицательному полюсу поверхность стола со свариваемыми деталями; противоположным положительным полюсом является присадочный материал (электрод), который изготовляют из мягкой стальной проволоки диаметром 2-12 мм с содержанием углерода до 0,25 % и покрывают специальным флюсом для снижения окисляемости сварочного шва. При сварке электрод плавится под действием теплоты вольтовой дуги; расплавленный металл электрода заполняет кратер, образуемый вольтовой дугой. Температура дуги в момент сварки достигает 6700° С. Дуговая сварка дает возможность получить различные соединения и швы (рис. 1.9, табл. 1.3).

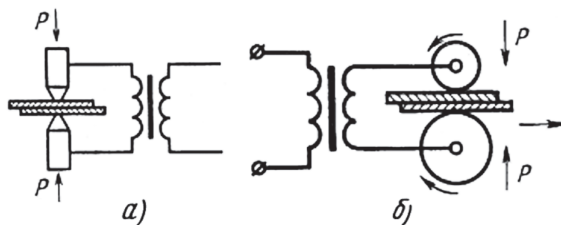


Рис. 1.8. Схемы электроконтактной сварки:
а – точечной, б – шовной

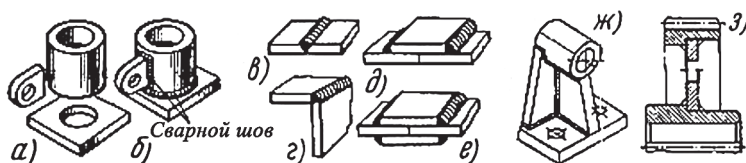


Рис. 1.9. Детали и сварные соединения:
а – детали, подготовленные под сварку; б – соединение деталей после сварки;
соединения: в – стыковое; г – угловое; д – с одной накладкой;
е – с двумя накладками; ж, з – тавровое

Максимальная толщина деталей, свариваемых вручную без скоса кромок, равна 4 мм при односторонней и 6 мм при двухсторонней сварке стали.

Таблица 1.3

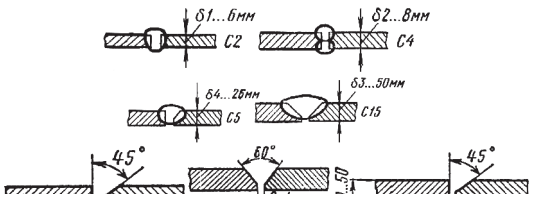
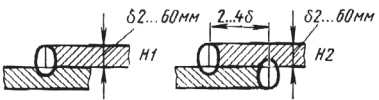
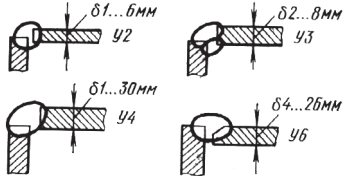
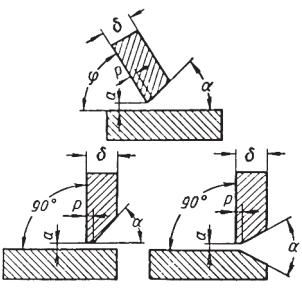
Типы швов сварных соединений

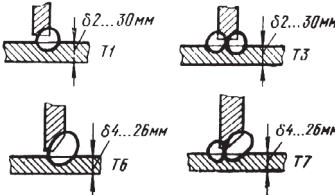
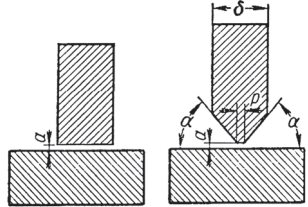
Гост	Вид сварки	Вид соединения	Пределы толщины свариваемых деталей, мм	Условные обозначения швов
5264-80	Ручная дуговая	Стыковое	1...100	C1...C25
		Тавровое	2...100	T1...T11
		Нахлесточное	2...60	H1...H3
		Угловое	1...50	Y1...Y10
8713-79*	Механическая и автоматическая под флюсом	Стыковое	1,5...160	C1...C34
		Тавровое	3...60	T1...T13
		Нахлесточное	1...40	H1...H6
		Угловое	1,5...40	Y1...Y10
14771-76*	В защитных газах	Стыковое	0,5...120	C1...C28
		Тавровое	0,8...100	T1...T10
		Нахлесточное	0,8...60	H1...H2
		Угловое	0,5...100	Y1...Y10

Способы подготовки кромок определяются толщиной и маркой свариваемого металла, типом соединения, его пространственным положением при сварке и технологическим процессом сварки (одно- или двусторонняя сварка) (табл. 1.4).

Т а б л и ц а 1.4

Способы подготовки кромок под электросварку

Вид сварного соединения	Свариваемые кромки и метод сварки в зависимости от толщины металла δ	
<p>Стыковое соединение – С</p>		
<p>Нахлесточное соединение – Н (лобовое, фланговое, комбинированное)</p>		
<p>Угловое соединение – У</p>		<p> $\delta \geq 4$; $a = 1 \pm 1$; $p = 2$; $c = 1 \pm 1$; $k_1 = 3$; $\alpha = 50$; $\alpha_1 = 60$; $\varphi = 40 \div 90^\circ$ </p>
		

<p>Вид сварного соединения</p>	<p>Свариваемые кромки и метод сварки в зависимости от толщины металла δ</p>	
<p>Тавровое соединение – Т</p>		
		<p>$\delta \geq 10$; $a = 1 \pm 1$; $p = 2$; $c = 1 \pm 1$; $k_1 = 3$; $\alpha = 50$; $\alpha_1 = 60$; $\varphi = 40 \div 90^\circ$</p>

Подготовка кромок монтажных стыков по возможности должна предусматривать их сварку в нижнем или вертикальном положении.

При определении значения катета шва k принимают меньший катет вписанного в сечение шва равнобедренного треугольника. Минимальный катет k_{min} валиковых швов, обесточивающий удовлетворительный провар, определяют в зависимости от толщины свариваемых элементов δ , а именно: (табл. 1.5).

Конструктивные элементы. При сварке профильной стали производят подготовку присоединяемой детали по размерам в соответствии с табл. 1.6, 1.7.

В случае сварки встык кромок листов разной толщины (δ и δ_1) разница должна быть выдержана в соответствии с рекомендациями табл. 1.8.

При сварке встык, если разность толщин кромок листов превышает указанную величину $\Delta = \delta_1 - \delta$ при одностороннем

Таблица 1.5

Минимальный катет k_{min} валиковых швов, мм

δ	k_{min}	δ	k_{min}
< 4	3	16-25	8
4-8	4	25 >	10
9-15	6		

Т а б л и ц а 1.6

Соединение с уголком равнобоким

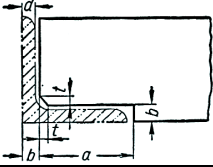
															
№ профиля	Толщина полки d	a	b	t	№ профиля	Толщина полки d	a	b	t	№ профиля	Толщина полки d	a	b	t	
3	4	26	5	5	8	6	74	7	6	12	10	111	11	12	
	5	25	6	5		8	72	9	8		12	109	13	12	
							10	70	11		8	14	107	15	12
4	4	36	5	5											
	5	35	6	5											
	6	34	7	5											
					9	8	83	9	8						
						10	81	11	10						
						12	79	13	10						
						14	77	15	12						
5	5	45	6	5						13	10	121	11	12	
	6	44	7	5		12	119	13	12						
						14	117	15	12						
						16	115	17	14						
6,5	6	59	7	6											
	8	57	9	8											
	10	55	11	8											
					10	8	93	9	10						
						10	91	11	10						
						12	89	13	10						
						14	87	15	12						
						16	85	17	12						
										15	12	139	13	12	
						14	137	15	14						
						16	135	17	14						
						18	133	19	14						
7,5	6	69	7	6											
	8	67	9	8											
	10	65	11	8											
	12	63	13	10											

Таблица 1.7

Соединение с двутавром и швеллером

№ профилей и типы	Двутавр					Фаска t	№ профилей и типы	Швеллер				
	a	c	ℓ	ℓ ₁	ℓ ₂			a	c	ℓ	ℓ ₁	ℓ ₂
14	38	4	127	111	4	8	38	6	66	58	5	
16	42	4	146	130	5	10	43	6	86	77	7	
18	44	5	165	148	5	12	47	7	106	90	7	
20a	47	5	184	167	6	14a	52	7	125	114	7	
24a	55	6	220	203	6	16a	56	8	145	133	7	
30a	59	6	280	260	7	20a	65	9	182	171	8	
36a	63	7	338	315	7	24a	70	9	222	207	8	
40a	66	7	376	352	8	30a	78	9	278	264	8	
						36a	85	10	336	319	10	
						40a	90	12	372	352	10	

Таблица 1.8

**Рекомендации по сварке встык
крамок листов разной толщины**

δ ₂ , мм	Δ = δ ₁ - δ ₂ , мм
< 3	0,7 δ
4÷8	0,6 δ
9÷11	0,4 δ
12÷25	5
> 25	7

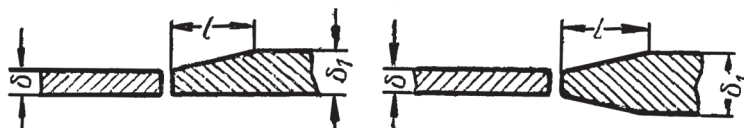


Рис. 1.10. Сварка листов разной толщины

превышении кромок или величину $\Delta = 2(\delta_1 - \delta)$ при двустороннем, то на листе с большей толщиной выполняют скос до толщины тонкого листа с одной стороны длиной $\ell = 5(\delta_1 - \delta)$ – при одностороннем превышении толщины кромок или с двух сторон длиной $\ell = 2,5(\delta_1 - \delta)$ – при двустороннем превышении толщины кромок согласно рис. 1.10.

Допускается смещение свариваемых кромок относительно друг друга до 10%, но не более 3 мм.

Сварка алюминия и его сплавов встык толщиной до 25 мм обычно производится без скоса кромок с зазором 1-1,5 мм.

1.3.3. Газовая сварка деталей

При газовой сварке производят местный нагрев свариваемых металлов до температуры плавления и сваривают их с помощью присадочного материала. Металлы нагревают газовой горелкой. Температура при горении газовой смеси достигает 3100-3200° С.

В качестве присадочного материала при сварке низкоуглеродистой стали применяют проволоку с содержанием (%): 0,06-0,1 углерода, 0,1-0,25 кремния и 0,2-0,4 марганца.

Газовую сварку применяют для соединения тонкой листовой стали, чугуна, цветных металлов и сплавов, а также для разъединения сваренных деталей и для резки металла на заготовки для деталей.

Известны два основных способа ручной газовой сварки: правый и левый. В первом случае пламя сварочной горелки направлено на выполненный шов, горелка перемещается впереди прутка присадочного металла, процесс сварки ведется слева направо; во втором пламя направлено в сторону еще не заваренного соединения, впереди находится прутки присадочного металла, а за ним – пламя горелки, процесс сварки ведется справа налево.

Левый способ, получивший наибольшее распространение, более пригоден для сварки стальных деталей толщиной до 3 мм. Он обеспечивает получение шва с равномерными шириной и высотой валика и с лучшим внешним видом. При этом способе уменьшается вероятность прожога металла при сварке листов малой толщины.




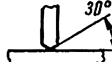

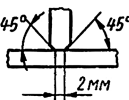
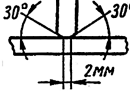
Правый способ рекомендуется для сварки стальных деталей, особенно из легированных сталей и сталей с повышенным содержанием углерода, деталей толщиной более 5 мм и только в нижнем положении, отличается большей производительностью, чем левый при сварке сталей толщиной более 5 мм, обеспечивает некоторую термическую обработку сварного соединения.

Подготовка кромок монтажных стыков по возможности должна предусматривать их сварку в горизонтальном нижнем положении (табл. 1.9).

Таблица 1.9

Виды подготовки кромок под газовую сварку стальных деталей

Виды соединений	Толщина металла, мм	Подготовка кромок для ручной газовой сварки			
		левой		правой	
		односторонней	двусторонней	односторонней	двусторонней
Стыковые	< 2				
	< 2				
	2-5				
	5-15				
	> 15				
Угловые	< 5				
	5-15				
	> 15				

Ви- ды сое- ди- не- ний	Тол- щи- на ме- тал- ла, мм	Подготовка кромок для ручной газовой сварки			
		левой		правой	
		одно- сторонней	дву- сторонней	одно- сторонней	дву- сторонней
Тавровые	< 3				
	3-15				
	> 15				

1.3.4. Расчет на прочность сварных соединений

При расчетах на прочность сварных соединений предполагается, что напряжения в сечениях распределены равномерно.

Обычно сварные соединения нагружены силами, действующими параллельно плоскости контакта соединяемых деталей.

Расчет стыковых сварных соединений на прочность производят по номинальному сечению без учета утолщения швов в зависимости от вида действующих нагрузок (рис. 1.11).

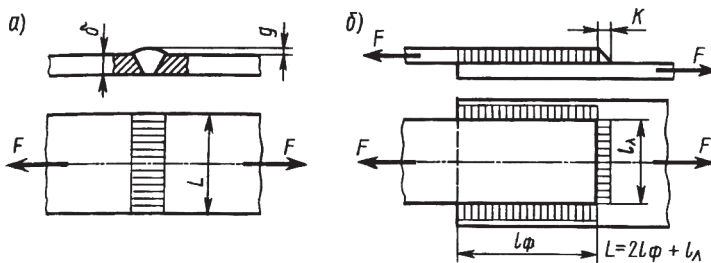


Рис. 1.11. Сварные швы

Т а б л и ц а 1.10

Допускаемое напряжение для основного металла

Метод сварки	При растяжении [σ_p]	При сжатии [$\sigma_{сж}$]	При срезе [$\tau_{ср}$]
Автоматическая, ручная электродами Э42А, Э50А	[σ_p]	[σ_p]	0,65[σ_p]
Электродами обыкновенного качества Э42, Э50	0,9[σ_p]	[σ_p]	0,6[σ_p]
Электродами Э34 с ионизирующим покрытием	0,6[σ_p]	0,75[σ_p]	0,5[σ_p]

Прямой сварной стыковой шов (рис. 1.11, а) растягивается (сжимается) постоянной силой F . Допускаемое усилие на шов определяют по формуле

$$F \leq L\delta[\sigma'_p],$$

где $L\delta$ – площадь поперечного сечения шва, где высоту шва принимают равной толщине листа – δ , $h \approx \delta[\sigma'_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение в самом шве.

При расчете на сжатие берут допускаемое напряжение на сжатие [$\sigma'_{сж}$], которое обычно превышает допускаемое напряжение на растяжение (табл. 1.10).

Нахлесточное соединение (рис. 1.11, б) может быть лобовым при перпендикулярном расположении силы F относительно шва, фланговым при параллельном расположении валика шва и комбинированным при наличии косых швов.

Угловое соединение двух деталей, свариваемые кромки которых расположены под любым углом (чаще 90°).

Тавровое соединение – соединение торцов одной детали с плоскостями других деталей.

Нахлесточное, угловое и тавровое соединения образуются угловым швом (рис. 1.11).

Соединение угловым швом сопровождается действием статической растягивающей силы F (рис. 1.11, б).

Расчет угловых швов всех типов (выпуклых и вогнутых) производят на срез в опасном сечении 1–1, проходящем через биссектрису прямого угла (рис. 1.12; а, б) равнобедренного треугольника без учета выпуклости шва: со сторо-

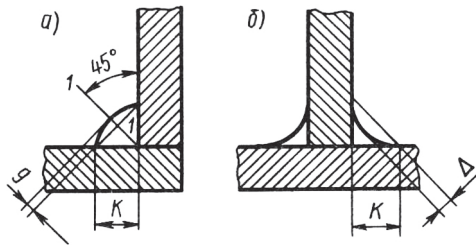


Рис. 1.12. Угловые соединения

ной $K = \delta$. В этом сечении кроме касательных возникают и нормальные напряжения.

Площадь среза при длине шва, равной ширине полосы

$$F_{\text{ср}} = b \cdot 0,7\delta,$$

где $b_{1-1} = \delta \cos 45^\circ \approx 0,7\delta$.

Полагая, что усилие F распределяется равномерно по всей длине шва, допускаемое усилие для одностороннего шва

$$F \leq 0,7\delta b [\tau'_{\text{ср}}],$$

где δ – толщина листа, мм (или величина катета K); b – ширина листа (или длина шва), мм; $[\tau'_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение на срез шва (табл. 1.10).

При расчете на сжатие следует подставлять в формулу допускаемое напряжение на сжатие $[\sigma'_{\text{сж}}]$.

При расчетах на прочность (растяжение-сжатие) других сварных угловых соединений применяют ту же расчетную формулу, только вместо b подставляют суммарную длину всех швов L , и получаем:

$$F \leq 0,7KL_{\Sigma} [\tau'_{\text{ср}}],$$

где $K = \delta$, мм; L_{Σ} – суммарная длина всех швов; $[\tau'_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение на срез шва.

Суммарная длина шва $L_{\Sigma} = \sum \ell_i$ – сумма всех отрезков сварного шва. Так, на рис. 1.11, а $L_{\Sigma} = L = b$; на рис. 1.11, б суммарная длина шва $L_{\Sigma} = 2\ell_{\phi} + \ell_a$; на рис. 1.13, а – $L_{\Sigma} = 2\ell_1 + 2\ell_2 + 2b$.

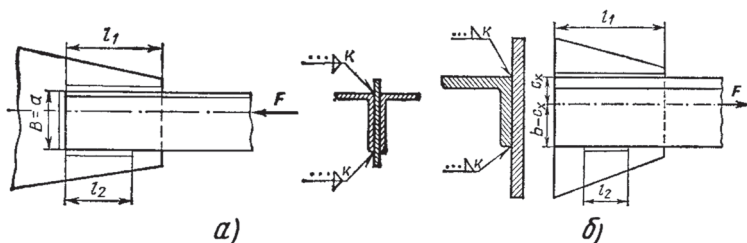


Рис. 1.13. Схема определения суммарной длины сварных швов

Учитывая возможные дефекты швов (непровары в начале и по длине, кратеры в конце шва), иногда наращивают фактическую длину отдельных швов на 5...10 мм для обеспечения прочности соединения.

При соединении конструкций фланговыми швами с деталями несимметричного профиля (уголки, швеллеры), привариваемых посредством косынок (рис. 1.13, б), общую длину швов l_1 и l_2 принимают равными произведению суммарной длины шва L_Σ на размер, обратно пропорциональный расстояниям от фланговых швов до линии центров тяжести несимметричного профиля сечения детали:

$$l_1 = L_\Sigma(b - C_x)/b$$

$$\text{и } l_2 = L_\Sigma C_x/b.$$

1.3.5. Допускаемое напряжение для сварных швов

При расчете машиностроительных конструкций из низкоуглеродистых, среднеуглеродистых и низколегированных сталей допускаемые напряжения для сварных швов при статических нагрузках принимают в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение основного металла $[\sigma_p]$ (табл. 1.10).

Значение $[\sigma_p]$ получают из зависимости

$$[\sigma_p] = \sigma_T/[n],$$

где σ_T – предел текучести для основного металла (свариваемых деталей), МПа; $[n]$ – коэффициент запаса прочности, $[n] = 1,3...1,6$ для низкоуглеродистых сталей, $[n] = 1,5...1,7$ для низ-

Т а б л и ц а 1.11

Предел текучести для основного металла (σ_T) (выборка)

Марка стали	Ст3	Ст4	Ст5	Сталь 30	Сталь 35	Сталь 45
σ_T , МПа	235...216	255...235	255	294	250	280

колегированных сталей. Меньшие значения $[n]$ рекомендуются для малоответственных соединений и при легких режимах работы, а большие – в ответственных соединениях и при тяжелых условиях работы (табл. 1.11).

Пример. Определить длину фланговых швов, обеспечивающих прочность соединения равнополочного (равнобокого) уголка и косынки (рис. 1.13, б), если размеры поперечного сечения уголка (его профиль): а) 70x70x6, б) 50x50x4; материал – сталь Ст3. Сварка ручная электродом Э42.

Вычисление

По таблице справочника для равнополочного (равнобокого) уголка профиля 70x70x6 принимаем $b = 70$ мм, $t = 6$ мм, $S_L = 813$ мм², $C_x = 19,3$ мм.

Вычисляем допускаемое напряжение при растяжении основного материала, принимая по табл. 1.11 для стали Ст3 $\sigma_T = 225$ МПа и $[n] = 1,45$:

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [n] = 225 / 1,45 = 155 \text{ МПа.}$$

Исходя из уравнения прочности уголка на растяжение $\sigma_p = F/S_L \leq [\sigma_p]$, определяем допускаемое значение растягивающей силы:

$$[F] = \sigma_p S_L = 155 \cdot 813 = 126015 \approx 126 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

По этой силе производим вычисление условий равнопрочности уголка на растяжение и шва на срез.

С помощью табл. 1.10 вычисляем допускаемое напряжение шва при срезе:

$$[\tau'_{cp}] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 155 = 93 \text{ МПа.}$$

Из уравнения прочности швов

$$\tau'_{cp} = F / (0,7kL) \leq [\tau'_{cp}]$$

определяем их суммарную длину, принимая $k = t = 6$ мм:

$$L \geq F / (0,7k[\tau'_{\text{оп}}]) = 125 \cdot 10^3 / (0,7 \cdot 6 \cdot 10^3 \cdot 93 \cdot 10^6) = 0,32 \text{ м.}$$

По формулам

$$\ell_1 = L_{\Sigma}(b - C_x) / b$$

$$\text{и } \ell_2 = L_{\Sigma}C_x / b$$

при $b = 70$ мм и $C_x = 19,3$ мм определяем ℓ_1 и ℓ_2 :

$$\ell_1 = L_{\Sigma}(b - C_x) / b = 320(70 - 19,3) / 70 = 231 \text{ мм,}$$

$$\ell_2 = L_{\Sigma}C_x / b = 320 \cdot 19,3 / 70 = 89 \text{ мм.}$$

Учитывая возможность технологических дефектов сварки, окончательно принимаем $\ell_1 = 240$ мм, $\ell_2 = 100$ мм.

1.3.6. Стержневые конструкции

В сварных конструкциях чаще всего встречаются следующие виды деталей: фермы из стержней, работающих на растяжение или сжатие (на продольный изгиб), балки и стойки.

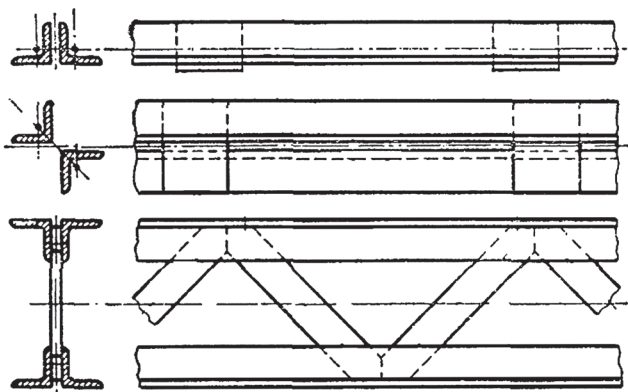


Рис. 1.14. Составные стержни для фермы

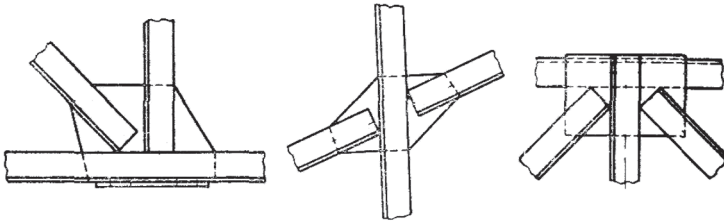


Рис. 1.15. Соединение профилей в узел с помощью косынки с учетом их центров тяжести

Для каждого из этих видов деталей применяют определенные проверенные опытом методы расчета и конструкции сварных соединений.

Стержни соединяются в узловых точках посредством косынок.

Стержни, работающие на сжатие, изготавливаются из профилей с малой площадью сечения и большим моментом инерции, т. е. из угольников, двутавров, швеллеров.

В зависимости от расположения применяют стержни цельные, состоящие из таврового, двутаврового или швеллерного профиля. Могут быть применены составные стержни из двух профилей (углового, двутаврового, таврового или швеллерного), соединенных сплошным или прерывистым швом, а также сложносоставные (рис. 1.14), изготовленные из двух или нескольких цельных стержней, взаимно связанных накладками или косынками. Стержни ферм должны быть соединены та-

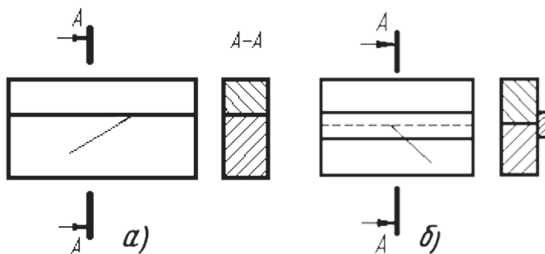


Рис. 1.16. Условное изображение видимого (а) и невидимого (б) швов:

а – сплошная линия; б – пунктир

ким образом, чтобы линии центров тяжести стержней пересекались в одной точке косынки (рис. 1.15).

Если угольник присоединен только одной своей полкой, то длина угольника, привариваемого к косынке, должна быть трехкратна или двукратна ширине полки.

1.3.7. Условные изображения и обозначения швов сварных соединений

Шов сварного соединения, независимо от способа сварки, условно изображают:

видимый – сплошной основной линией (рис. 1.16, а);

невидимый – штриховой линией (рис. 1.16, б);

Вспомогательные знаки для обозначения сварных швов – в табл. 1.12.

Структура условного обозначения стандартного шва или одиночной сварной точки приведена на схеме (рис. 1.17).





В технических требованиях чертежа или таблицы швов указывают способ сварки, которым должен быть выполнен нестандартный шов (табл. 1.13).

Условное обозначение шва наносят:

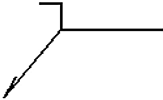
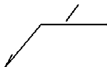
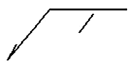
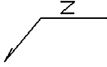
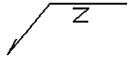
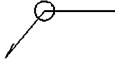
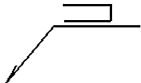
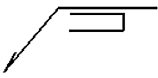
а) на полке линии-выноски, проведенной от изображения шва с лицевой стороны (рис. 1.18, а);

Таблица 1.12

Вспомогательные знаки для обозначения сварных швов

Вспомогательный знак	Значение вспомогательного знака	Расположение вспомогательного знака относительно полки линии-выноски, проведенной от изображения шва	
		с лицевой стороны	с оборотной стороны
	Усиление шва снять		
	Наплывы и неровности обработать с плавным переходом к основному металлу		

Окончание табл. 1.12

Вспомогательный знак	Значение вспомогательного знака	Расположение вспомогательного знака относительно полки линии-выноски, проведенной от изображения шва	
		с лицевой стороны	с оборотной стороны
└	Шов выполнить при монтаже изделия, т.е. при установке его по монтажному чертежу на месте применения		
/	Шов прерывистый или точечный с цепным расположением. Угол наклона линии ~ 60°		
Z	Шов прерывистый или точечный с шахматным расположением		
○	Шов по замкнутой линии. Диаметр знака – 3...5 мм		
=	Шов по незамкнутой линии. Знак применяют, если расположение шва ясно из чертежа		
Примечания:			
1. За лицевую сторону одностороннего шва сварного соединения принимают сторону, с которой производят сварку.			
2. За лицевую сторону двустороннего шва сварного соединения с несимметрично подготовленными кромками принимают сторону, с которой производят сварку основного шва.			
3. За лицевую сторону двустороннего шва сварного соединения с симметрично подготовленными кромками может быть принята любая сторона.			

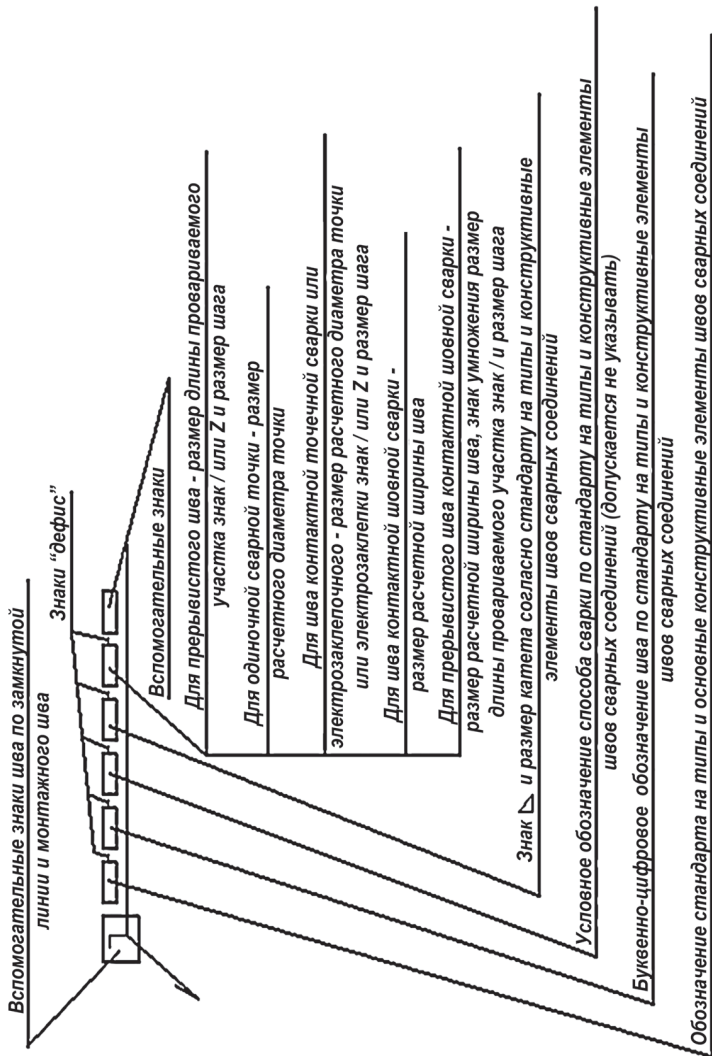


Рис. 1.17. Схема структуры условного обозначения стандартного шва

Т а б л и ц а 1.13

Условные обозначения способов сварки

Обозначение	Способ сварки	Обозначение	Способ сварки
Э	дуговая	К	в инертных газах
Ш	электрошлаковая	Р	ручная
Г	газовая	П	механизированная
У	в углекислом газе	А	автоматизированная

Примечание. При необходимости обозначение способа сварки указывают на полке линии-выноски первым.

б) под полкой линии-выноски, проведенной от изображения шва с оборотной стороны (рис. 1.18, б).

При наличии на чертеже одинаковых швов обозначение наносится у одного из изображений, от изображений остальных одинаковых швов проводят линии-выноски с полками. Всем одинаковым швам присваивают одинаковый номер, который наносят:

а) на линии-выноске, имеющей полку с нанесенным обозначением шва (рис. 1.19, а);

б) на полке линии-выноски, проведенной от изображения шва, не имеющего обозначения, с лицевой стороны (рис. 1.19, б);

в) на полке линии-выноски, проведенной от изображения шва, не имеющего обозначения, с оборотной стороны (рис. 1.19, в).

Количество одинаковых швов допускается указывать на линии-выноске, имеющей полку с нанесенным обозначением шва (рис. 1.19, а).

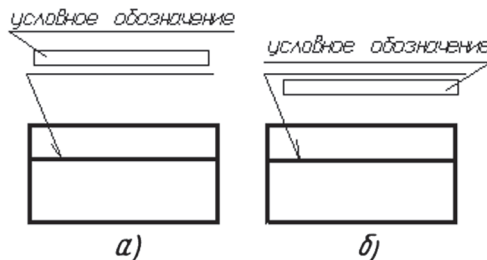


Рис. 1.18. Условное обозначение сварного шва:
а) с лицевой стороны; б) с оборотной стороны

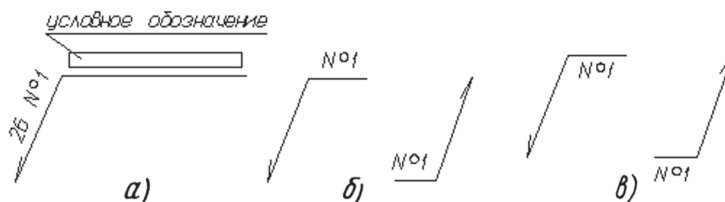


Рис. 1.19. Обозначение одинаковых швов

Примечание. Швы считаются одинаковыми, если: одинаковы типы и размеры их конструктивных элементов в поперечном сечении; к ним предъявляются одни и те же требования

1.3.8. Упрощенное обозначение швов сварных соединений

При наличии на чертеже швов, выполненных по одному и тому же стандарту, обозначение стандарта указывают в технических требованиях чертежа (запись по типу: «Сварные швы... по...») или таблице.

Допускается не присваивать порядковый номер одинаковым швам, если все швы на чертеже одинаковы и изображены с одной стороны (лицевой или обратной). При этом швы, не имеющие обозначения, отмечают линиями-выносками без полоч (рис. 1.20).

На чертеже симметричного изделия, при наличии на изображении оси симметрии, допускается отмечать линиями-выносками и изображать швы только на одной из симметричных частей изображения изделия.

На чертеже изделия, в котором имеются одинаковые составные части, привариваемые одинаковыми швами, эти швы допускается отмечать линиями-выносками и обозначать только у одного из изображений одинаковых частей (предпочтительно у изображения, от которого приведена линия-выноска с номером позиции).



Рис. 1.20. Обозначение швов с помощью линий-выносок


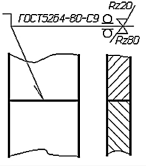
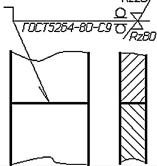
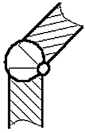
Допускается не отмечать на чертеже швы линиями-выносами, а приводить указания о сварке записью в технических требованиях чертежа, если эта запись однозначно определяет места сварки, способы сварки, типы швов сварных соединений и размеры их конструктивных элементов в поперечном сечении, и расположение швов.


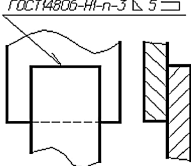
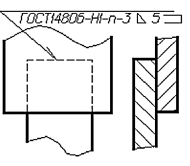
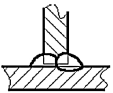
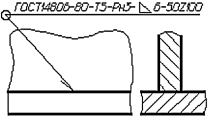
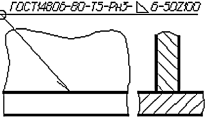
Одинаковые требования ко всем швам или группе швов приводят один раз – в технических требованиях или таблице швов.

Знак ∇ выполняют сплошными тонкими линиями. Высота знака должна быть одинаковой с высотой цифр, входящих в обозначение шва.

В табл. 1.14 даны примеры условных обозначений швов сварных соединений.

Т а б л и ц а 1.14
Примеры условных обозначений швов сварных соединений

Форма поперечного сечения шва	Условное обозначение шва, изображенного на чертеже	
	с лицевой стороны	с оборотной стороны
		
Характеристика шва. Шов стыкового соединения с криволинейным скосом одной кромки, двусторонний, выполняемый дуговой ручной сваркой при монтаже изделия; усиление снято с обеих сторон. Параметр шероховатости шва: с лицевой стороны – Rz 20 мкм; – с оборотной стороны Rz 80 мкм.		
		
Характеристика шва. Шов углового соединения без скоса кромок, двусторонний, выполняемый автоматической сваркой под флюсом по замкнутой линии.		

Форма поперечного сечения шва	Условное обозначение шва, изображенного на чертеже	
	с лицевой стороны	с оборотной стороны
		
Характеристика шва. Шов соединения внахлестку без скоса кромок, односторонний, выполняемый дуговой полуавтоматической сваркой в защитных газах плавящимся электродом. Шов по незамкнутой линии. Катет шва 5 мм.		
		
Характеристика шва. Шов таврового соединения без скоса кромок, двусторонний, прерывистый с Z – шахматным расположением, выполняемый дуговой ручной сваркой в защитных газах неплавящимся металлическим электродом по замкнутой линии. Катет шва 6 мм. Длина провариваемого участка 50 мм. Шаг 100 мм.		

1.4. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ КЛЕЕННЫЕ

Действие клеев при соединении неразъемных составных частей изделия основано на образовании межмолекулярных связей между клеевой пленкой и поверхностями склеенных материалов.

Клееные соединения применяют для соединения металлических, неметаллических и разнородных материалов, причем в настоящее время имеется тенденция к расширению применения этих соединений. Так, например, клееные соединения применяют в таких ответственных конструкциях, как летательные аппараты и мосты.

Достоинства клеевых конструкций заключаются в возможности соединения практически всех конструкционных материалов в любых сочетаниях, любой толщины и конфигурации, причем обеспечивается герметичность и коррозионная стойкость соединений. В отличие от сварных, клееные соединения почти не создают концентрации напряжений, не вызывают коробления деталей и надежно работают при вибрационных нагрузках. По сравнению с другими клееными соединениями клееные соединения дешевле, а клееные конструкции обычно легче

других при прочих равных условиях. Недостатки клееных соединений: сравнительно невысокая прочность, в особенности при неравномерном отрыве, относительно невысокая долговечность некоторых клеев («старение»), низкая теплостойкость, необходимость соблюдения специальных мер по технике безопасности (установка приточно-вытяжной вентиляции); для большинства соединений требуется нагрев, сжатие и длительная выдержка соединяемых деталей.

Клеи делят на конструкционные (для прочностных соединений) и неконструкционные (для ненагруженных соединений).

По природе основного компонента различают *неорганические, органические и элементоорганические клеи*. К неорганическим клеям относят жидкие стекла, применяемые для склеивания целлюлозных материалов.

Существует большое разнообразие *конструкционных клеев* отличающихся физико-механическими свойствами и технологией их применения. Наибольшее применение в машиностроении и приборостроении имеют органические клеи на основе синтетических полимеров, например *универсальные клеи БФ*, технические условия на которые стандартизованы, и *эпоксидные клеи* с наполнителем и без наполнителя. При необходимости повышенной теплостойкости (до 1000° С) применяют элементоорганические клеи, обладающие сравнительно меньшей эластичностью. Клеи не являются проводниками, поэтому при необходимости обеспечить электропроводность в них добавляют порошкообразное серебро.

Клеи, предназначенные для создания неразъемных соединений из металлических и неметаллических конструкционных материалов, – в табл. 1.15.

Т а б л и ц а 1.15

Свойства и назначение синтетических клеев

Марка	Прочность при 20° С		Склеиваемые материалы, свойства клея
	на сдвиг, МПа	на отрыв, Н/м	
Фенольные			
БФ-2, БФ-4	30	280	Металлы, текстолит, аминопласты, стекло, древесина, фибра, фарфор, кожа; вибростоек
БФ-6			Ткани, резина, войлок между собой и для приклеивания его к металлам
ВК-32-200	15	320	Дуралюмин, стали, текстолиты,
ВС-350	18	-	пенопласты

Марка	Прочность при 20° С		Склеиваемые материалы, свойства клея
	на сдвиг, МПа	на отрыв, Н/м	
ВС-10Т	18	320	Металлы, стеклотекстолиты и текстолиты
БС-10М	20	320	
КР-4	-	-	Пластмассы, древесина, текстильные материалы
КБ-3	-	-	
Бакелитовые			
СБС-2	-	-	Пластмассы, тонкие древесные, бумажные и текстильные материалы
Эпоксидные			
ЭД-5, ЭД-6	-	-	Металлы, винипласт, оргстекло, фарфор, керамика, древесина, пластмассы, приклеивание вулканизированной резины к металлам
ВК-32-ЭМ	25	200	Стали, дуралюминий между собой и с пенопластами; стоек в различных кинематических условиях
ВК-7	7,5	-	Стали, алюминиевые и титановые сплавы, работающие при температуре 60ч250 °С
Л-4	4,0	-	Металлы между собой и со стеклопластиками в узлах несилового назначения
Полиамидные			
ПФЭ-2/10	6,0	600	Металлы, текстолит, древесина, капроновое волокно, полиамидные пленки, кожи
ПК-5	15	-	Полиамидная пленка
МПФ-1	17	650	Металлы и неметаллические материалы; эластичен; обладает длительной прочностью
Карбонидные			
КМ-3		-	Пластмассы, древесина, бумага, текстильные материалы; вибростоек
К-17	14	-	
КМ-12		-	
Полиуретановые			
ПУ-2	14	-	Стали, алюминиевые сплавы между собой и с неметаллическими материалами; обладает длительной прочностью и выносливостью, стоек в различных климатических условиях
ВК-5	7,5	-	Стали, алюминиевые и титановые сплавы между собой и с неметаллическими материалами, работающие при ±60 °С в течение 1000 ч; вибростоек

Марка	Прочность при 20° С		Склеиваемые материалы, свойства клея
	на сдвиг, МПа	на отрыв, Н/м	
Перхлорвиниловые			
Д-10; М-10	-	-	Поливиниловые пластики между собой и с металлами
«Лейкопат»	-	400	Невулканизированная резина с металлами
Б-10			
ХВК-2а	-	-	Винипласт, ткани и пластики с металлами
Глифталевые			
АМК	-	750	Стекло, теплоизоляция с металлами
ИП-9			Силиконовые резины с металлами
Металлические			
Мелкадин	-	-	Металлы, керамика, органические полимеры и др.; электропроводен, выдерживает нагрев до 700-800 °С
Фосфатные			
Алюмофосфатный клей	-	-	Стекло, ситалл, керамика, металлы (никель, молибден, вольфрам, титан, тантал, ковар, констант), работающие при 60ч 1400 °С
Цианакриловые			
Циакрин	14	-	Различные материалы
Эпоксидно-фурфурольно-ацетатные			
БОВ-1	-	-	Металлы и пластмассы; химически стойкие, теплостойкие
БОВ-2			
БОВ-3			

Подготовка поверхностей. Для склеивания деталей требуется механическая и химическая подготовка их поверхностей. *Механическую подготовку* и пригонку металлических деталей производят на металлорежущих станках или вручную напильником, сложные поверхности подвергают пескоструйной обработке; пластмассовые детали обрабатывают резанием или зачищают наждачной шкуркой. *Химическая подготовка* заключается в очищении и обезжиривании склеиваемых поверхностей ацетоном, спиртом, бензином или бензолом.

Клей наносят на поверхность кистью или пульверизатором. Прочность клееного соединения в значительной степени зависит от толщины клеевого слоя, которая в основном определяет

ся вязкостью клея и давлением при склеивании. Рекомендуют толщины клеевого слоя для различных клеев в пределах 0,05-0,25 мм; при толщине клеевого шва 0,5 мм и более прочность соединения значительно снижается. Наибольшее влияние на прочность клеевого соединения оказывает температура эксплуатационного режима, которая для большинства конструктивных клеев рекомендуется в пределах от минус 60° С до плюс 80° С. Типовые режимы склеивания различных материалов синтетическими клеями – в табл. 1.16.

Таблица 1.16

Типовые режимы склеивания различных материалов синтетическими клеями

Марка клея	Температура, °С	Давление, МПа	Выдержка до отверждения, ч
Для металлов			
К-153	25	0,1-1,5	16-20
БФ-2, БФ-4	140-150	1,0-2,0	1
ВС-10Т	180	0,05-0,2	1-2
ВК-32-ЭМ	150	0,05-0,3	3
ВС-10М	180	0,3-1,0	2-3
ВК-32-200	180	1,0-2,0	1-2
П-4	120	0,01-0,73	4
ПК-5	80	0,05-0,3	6
ПУ-2М	105	0,05-0,3	4
ВС-350	200	0,1-0,2	2
Карбонильный	20	0,03-0,05	24-30
Для неметаллических материалов			
МАС-1	150	0,2-0,3	0,5
КТ-15	200	0,2-0,3	2
К-17	15	0,05-0,3	6-8
№ 88	15	Без давления	3
АМК	105	Без давления	4
АК-20	18	Без давления	8
ВК-32-2	20	Без давления	10
К-32-70	65	0,1-0,15	4
В-31-ф	20	0,1-0,3	10-12
ПВ-16	20	0,1-0,15	4
В-107	15	0,5-0,3	10-12
ВИАМ-БЗ	16	0,05-0,5	10-12
ВИАМ-К-12	16	0,05-0,5	8-10
ВИАМ-Ф	18	0,05-0,5	12-15

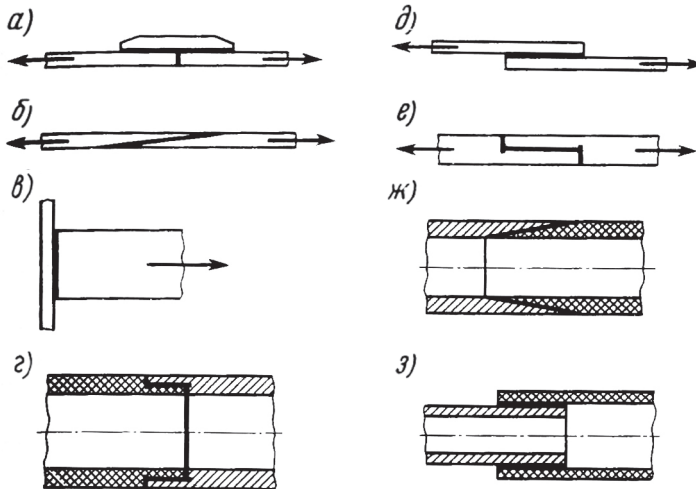


Рис. 1.21. Разновидности клеевых соединений деталей:

- а – соединения встык с накладкой; б – с косым стыком; в – стыковое;
- г – стыковое соединение труб одинакового диаметра;
- д – внахлестку; е – внахлестку шпунтовое;
- ж – с косым стыком соединение труб одного диаметра;
- з – внахлестку (телескопическое) соединение труб разного диаметра

В прочностных клееных конструкциях наиболее распространены соединения встык и соединения внахлестку, примеры которых приведены на рис. 1.21.

Прочность клееного соединения деталей зависит от площади склеивания. Наиболее прочными являются соединения, работающие на *сдвиг* или *равномерный отрыв*, когда напряжения по всей площади склеивания можно полагать распределенными равномерно (табл. 1.17).

При работе на отслаивание (неравномерный отрыв) прочность соединения не определяется площадью склеивания, так как оно будет разрушаться последовательными участками; в таких случаях применяют комбинированные соединения – клеезаклепочные или клеесварные.

При расчете на прочность клеевого шва внахлестку

$$L = \delta[\sigma_p]/[\tau],$$

Прочность клееного соединения

Марка клея	Предел прочности клея (МПа) при		Примечание
	срезе (сдвиге), τ_v	растяжении (разрыве), σ_v	
Карбонильный	13...37	13...37	Температура от +60 до -60°С
Универсальные клеи БФ	6...10	23...25	

где L – размер нахлестки; δ – толщина склеиваемых деталей; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение этих деталей; $[\tau]$ – допускаемое напряжение на срез клеевого шва.

Расчетные формулы на сдвиг и отрыв для клееных соединений имеют вид

$$\tau = F/A_k \leq [\tau],$$

$$\sigma_p = F/A_k \leq [\sigma_p],$$

где F – действующая сила; A_k – площадь склеивания.

Допускаемое напряжение на сдвиг

$$[\tau] = \tau_v/[s],$$

а на отрыв

$$[\sigma_p] = \sigma_v/[s],$$

где допускаемый коэффициент запаса прочности $[s] = 1,2 \dots 1,5$, зависящий от температуры (с ростом температуры значения увеличиваются) и характера нагрузки.

Для распространенных клеев предел прочности при сдвиге $\tau_v \leq 60$ МПа, предел прочности при растяжении $\sigma_v \leq 50$ МПа.

1.5. СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПАЙКОЙ

Соединение деталей пайкой – неразъемное соединение, заключающееся в том, что неразъемное соединение материалов получают с помощью расплавленного промежуточного металла (припоя), плавящегося при более низкой температуре, чем соединяемые детали.

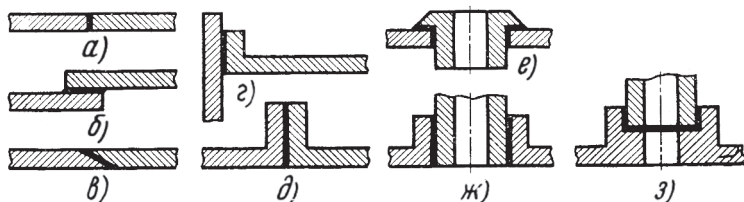


Рис. 1.22. Паяные соединения:

а – встык; б – внахлестку; в – встык со скошенными кромками;
г, д – внакладку; е, ж – припаивание фланцев; з – в шпунт

Соединение материалов происходит в результате диффузии припоя и основного материала путем смачивания, растекания и заполнения зазора между ними расплавленным припоем и сцепления их при кристаллизации шва (рис. 1.22).

В зависимости от температуры в контакте соединяемых материалов пайка подразделяется на низкотемпературную – 450° С и высокотемпературную – выше 450° С. Нагрев может производиться паяльником, токами высокой частоты, в печах, в пламени газовой горелки и т. д.

Припои характеризуются температурой начала и конца плавления (рис. 1.23).

В качестве припоев используются цветные металлы и их сплавы, которые в зависимости от температуры плавления подразделяются на мягкие и твердые.

Мягкие припои, имеющие температуру плавления не выше 400-450° С, обладают невысокой механической прочностью, *твердые припои* – температура плавления свыше 450° С – имеют высокую механическую прочность.

В качестве мягких (легкоплавких) припоев применяют оловянно-свинцовые, висмутовые, кадмиевые и другие сплавы. Наиболее низкотемпературные припои содержат индий, висмут и кадмий с температурой плавления 70-145° С.

Основные материалы мягких припоев – сплавы олова и свинца. Их обозначение (например, ПОС 61) расшифровывается так: П – припой, ОС – оловянно-свинцовый, 61 – содержание олова в процентах. Основные характеристики мягких припоев и область их применения приведены в табл. 1.18.-1.20.

Твердые припои выполняют на серебряной основе (например, ПСр 72, где 72 – содержание серебра, %) или на медно-латунной и медно-никелевой основах. Серебряные припои применяют для пайки черных и цветных металлов, кроме сплавов

алюминия и магния, а припои на медной основе – для пайки углеродистых и легированных сталей, никеля и его сплавов. Основные свойства твердых припоев приведены в табл. 1.21.

В качестве твердых (тугоплавких) припоев применяют в основном три вида припоев: медно-цинковые ПМЦ и латунь Л-62, серебряные ПСР и медно-фосфористые марки ПМФ,

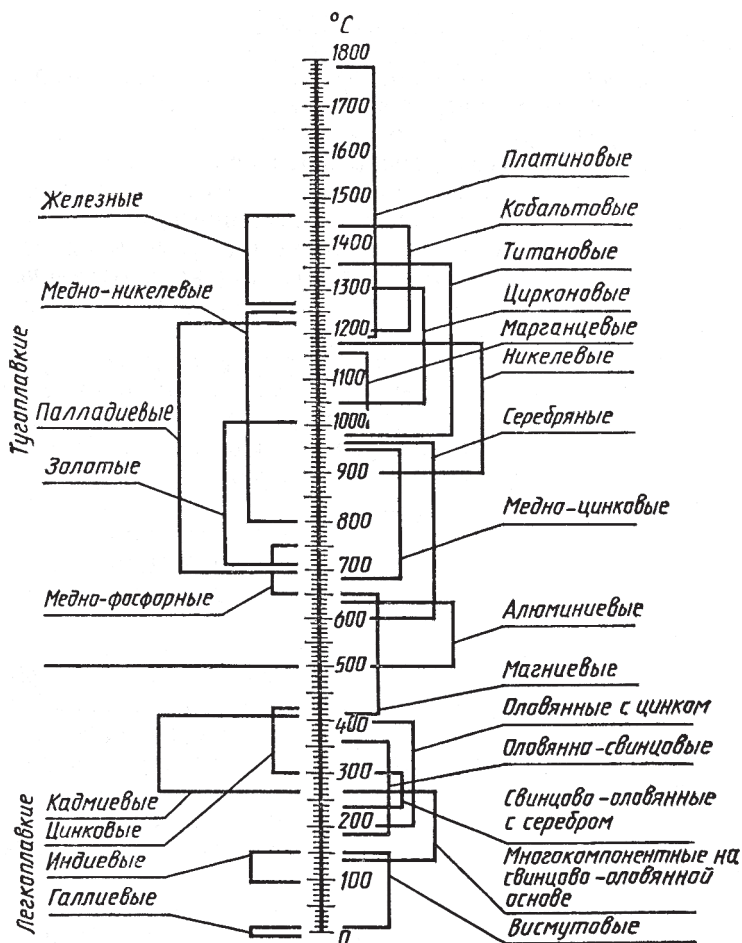


Рис. 1.23. Классификация и виды припоев по температуре плавления

Т а б л и ц а 1.18

Свойства и назначение олова

Марка	Характеристика, назначение
ОВ4-000	Особо чистое, для полупроводниковой техники
О1 п.ч.	В пищевой промышленности, для лужения жести
О1	Для лужения жести, изготовления припоев
О2	Для изготовления баббитов, припоев, труб, фольги, лужения кухонной утвари

Т а б л и ц а 1.19

Припои оловянно-свинцовые (ГОСТ 21930-76)

Марка	Температура плавления, °С	Удельное электрическое сопротивление, $\rho \cdot 10^6$, Ом·м	Теплопроводность, Вт/(м·°С)	δ , %
Бессурьмянистые				
ПОС 90	220	0,120	55	40
ПОС 61	190	0,139	50	46
ПОС 40	238	0,159	42	52
ПОС 10	299	0,200	35	44
ПОС 61М	192	0,143	49	40
ПОСК 50-18	145	0,133	55	40
Малосурьмянистые				
ПОССу 61-0,5	189	0,140	50	42
ПОССу 50-0,5	216	0,149	48	55
ПОССу 40-0,5	235	0,169	42	50
ПОССу 35-0,5	245	0,172	42	47
ПОССу 30-0,5	255	0,179	38	45
ПОССу 25-0,5	266	0,182	38	45
ПОССу 18-0,5	277	0,198	35	45
Сурьмянистые				
ПОССу 95-5	240	0,145	46	46
ПОССу 40-2	229	0,172	42	48
ПОССу 35-2	243	0,179	38	40
ПОССу 30-2	250	0,182	34	40
ПОССу 25-2	260	0,185	38	35
ПОССу 18-2	270	0,206	34	35
ПОССу 15-2	275	0,208	34	35
ПОССу 10-2	285	0,208	34	30
ПОССу 8-3	290	0,207	34	43
ПОССу 5-1	308	0,200	35	40
ПОССу 4-6	270	0,208	34	15

Области применения оловянно-свинцовых припоев

Марка	Применение
ПОС 90	Лужение и пайка швов пищевой посуды и медицинской аппаратуры
ПОС 61	Лужение и пайка электроаппаратуры, точных приборов с высоко герметичными швами, где не допускается перегрев
ПОС 40	Лужение и пайка электрорадиоаппаратуры, деталей из оцинкованного железа с герметичными швами
ПОС 10	Лужение и пайка контактных поверхностей электрических аппаратов, приборов, реле
ПОС 61М	Лужение и пайка медной проволоки, печатных проводников в кабельной промышленности, электро- и радиоэлектронной промышленности
ПОСК 50-18	Пайка деталей, чувствительных к перегреву
ПОССу 61-0,5	Лужение и пайка электроаппаратуры, обмоток электрических машин, оцинкованных радиодеталей при жестких требованиях к перегреву
ПОССу 50-0,5	Лужение и пайка авиационных радиаторов, пайка пищевой посуды с последующим лужением оловом
ПОССу 40-0,5	Лужение и пайка жести, обмоток электрических машин, пайка радиаторных трубок, холодильных агрегатов, оцинкованных деталей
ПОССу 35-0,5	Лужение и пайка свинцовых кабельных оболочек, электротехнических изделий неотчетливого назначения
ПОССу 30-0,5	Лужение и пайка листового цинка, радиаторов
ПОССу 25-0,5	Лужение и пайка радиаторов
ПОССу 18-0,5	Лужение и пайка трубок теплообменников, электрических ламп
ПОССу 95-5	Пайка трубопроводов, работающих при повышенных температурах
ПОССу 40-2	Лужение и пайка холодильных установок, тонколистовой упаковки; припой широкого назначения
ПОССу 30-2	Лужение и пайка в холодильном и электроламповом производстве, абразивная пайка
ПОССу 18-2 ПОССу 15-2 ПОССу 10-2	Пайка в автомобилестроении
ПОССу 8-3	Лужение и пайка в электроламповом производстве
ПОССу 5-1	Лужение и пайка деталей, работающих при повышенной температуре

Марка	Применение
ПОССу 4-6	Пайка белой жести, лужение и пайка деталей с закатанными и клепаными швами из латуни и меди шпатлевка кузовов автомобилей

Т а б л и ц а 1.21

Свойства серебряных припоев (ГОСТ 19738-74)

Марка	Температура плавления, °С	Удельное электрическое сопротивление, мкОм·см	Плотность, г/см ³	Марка	Температура плавления, °С	Удельное электрическое сопротивление, мкОм·см	Плотность, г/см ³
ПСр 72	779	2,1	10	ПСр 15	640	20,7	8,5
ПСр 50	779	2,5	9,3	ПСр 40	590	7,0	9,25
ПСр 70	715	4,1	9,8	ПСр 37,5	725	37,2	8,9
ПСр 65	695	8,6	9,45	ПСр 62	650	25,5	9,6
ПСр 45	665	10	9,1	ПСр 23	304	20,4	11,4
ПСр 25	740	7,7	8,7	ПСр 2,5	295	21,4	11
ПСр 12М	793	7,4	8,3	ПСр 2	235	16,7	9,5
ПСр 10	822	7,3	8,4	ПСр 1,5	273	19,1	10,4
ПСр 71	645	4,3	9,8				

обладающие хорошей жидкотекучестью и обеспечивающие высокое качество пайки.

Флюсы применяют для повышения качества пайки. Флюсом называют химически активное вещество, которое обладает способностью очищать в месте пайки соединяемые поверхности деталей и припоя от оксидов, предотвращения образования оксидов в процессе пайки, снижения поверхностного натяжения припоя и т. д. Флюс способствует лучшему затеканию расплавленного припоя в зазоры между соединяемыми деталями.

В качестве флюсов применяют смеси солей, растворы некоторых солей, кислот и органических соединений. Роль флюса при пайке могут выполнять также специальные газовые среды. Различают флюсы для легкоплавких и тугоплавких припоев, а также для пайки алюминиевых сплавов, коррозионно-стойких сталей и чугуна. Флюсы для *мягких припоев* – это хлористый цинк, нашатырь, канифоль, пасты и др. Флюсы для *твердых припоев* – это борнокислый натрий (бура), борная кислота и неко-

торые другие вещества. Большинство флюсов поступает в готовом для применения виде, а хлористый цинк (травленая кислота) готовят из технической соляной кислоты и металлического цинка, беря их в определенном соотношении. Флюсы увеличивают жидкотекучесть припоев при пайке.

Расчет на прочность паяных соединений производят по методике, изложенной для сварных соединений.

$$\tau = F/A \leq [\tau'_{\text{ср}}],$$

где A – площадь среза припоя.

Допускаемые напряжения на срез для оловянисто-свинцовых припоев $[\tau'_{\text{ср}}] = 20 \div 30$ МПа, для медноцинковых припоев $[\tau'_{\text{ср}}] = 175 \div 230$ МПа.

1.6. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

Соединение деталей с гарантированным натягом – неподвижное соединение деталей, у которых перед сборкой наружный размер охватываемой детали больше соответствующего внутреннего размера охватывающей детали. Упругие свойства соединяемых деталей вызывают силы сопротивления растяжению-сжатию материалов, которые, преодолевая трение и неровности контактирующих поверхностей, создают гарантированный натяг, обеспечивая прочность соединения.

Соединения деталей, которые передают рабочие нагрузки при гарантированном натяге, могут быть с цилиндрическими и коническими поверхностями.

1.6.1. Соединения цилиндрических деталей по посадке с гарантированным натягом

Эти соединения имеют преимущественное распространение и занимают промежуточное положение между неразъемными и разъемными соединениями, так как допускают нечастую разборку, нарушая целостность составных частей изделия. Следует учесть, что разборка соединения с гарантированным натягом изменяет свойства соединения.

Нагрузочная способность соединений с гарантированным натягом определяется преимущественно величиной натяга, ко-

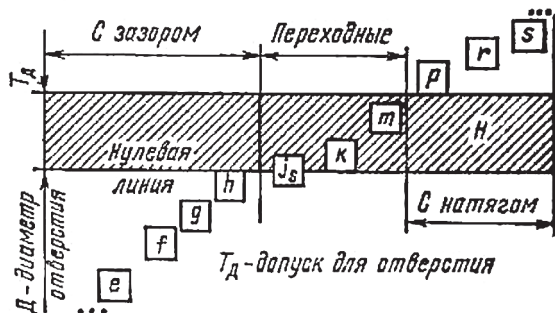


Рис. 1.24. Поля допусков для обеспечения посадок с натягом

торый определяется выбором посадок для соединяемых деталей. Посадка определяет степень относительной подвижности (без напряженности соединения) или неподвижности (с напряженностью соединения) соединяемых деталей.

По размеру зазоров и натягов различают ряд посадок, подразделяющихся на три большие группы:

посадки с натягом – обеспечивают натяг в соединении (поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала). Рекомендуемые посадки H7/p6; H7/r6; H7/s7;

переходные посадки – возможен натяг или зазор (поля допусков отверстия или вала перекрываются частично или полностью);

посадки с зазором – обеспечивают зазор в соединении (поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала) (рис. 1.24).

Следовательно, для соблюдения условия создания натяга разность между размерами вала В и отверстия О должна быть больше нуля, т.е. $B - O = H > 0$.

Создание натяга должно учитывать упругие свойства соединяемых деталей. Если свойства материала детали не будут учтены, то возможны случаи, когда посадка не может быть реализована по условию прочности деталей.

Достоинства таких соединений в простоте и технологичности конструкции за счет отсутствия соединительных деталей, в обеспечении хорошего центрирования соединяемых деталей, в возможности применения при очень больших осевых нагрузках и вращающих моментах и в высокой надежности при ударных нагрузках.

Основные недостатки этих соединений – возможная неконтролируемая потеря упругости соединяемых деталей, огра-

ниченность несущей способности при вибрационных нагрузках и падение несущей способности соединения после разборки.

Характерными примерами применения соединений с гарантированным натягом являются колесные пары и бандажи железнодорожного подвижного состава (рис. 1.25, а), ступицы и венцы зубчатых и червячных колес (рис. 1.25, б), крепление на валу неподвижных колец подшипников качения (рис. 1.25, в), где показана подшипниковая посадка.

Соединения с гарантированным натягом могут быть выполнены тремя способами:

продольной сборкой путем запрессовки осевой силой (рис. 1.25, г);

поперечной сборкой с помощью нагрева или охлаждения одной из деталей до состояния, при котором они свободно соединяются;

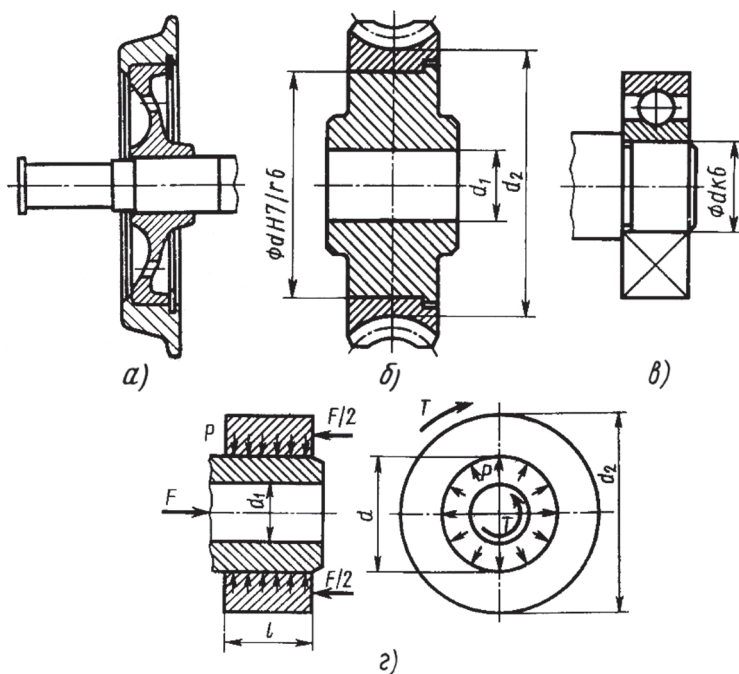


Рис. 1.25. Примеры прессовых соединений деталей

комбинированной, например, гидропрессовой сборкой, при которой одновременно с действием осевого усилия в зону контакта сопрягаемых деталей подается масло под высоким давлением для получения необходимой поперечной деформации.

Из этих трех способов наиболее доступным и наименее совершенным является первый – запрессовка, так как при нем неизбежно повреждение контактных поверхностей, нарушение микрогеометрии их поверхности и, как следствие, снижение нагрузочной способности соединения, которое обычно называют прессовым.

1.6.2. Расчет на прочность прессовых соединений

В результате сборки прессового соединения за счет натяга на сопрягаемых поверхностях возникают контактные давления p (рис. 1.25, в), которые полагаем равномерно распределенными по поверхности контакта. Если на конструкцию действуют осевая сила F и вращающий момент T , то на сопрягаемых поверхностях возникнут силы трения, которые должны исключить относительное смещение деталей соединения. Пользуясь принципом независимости действия сил, можем написать условия равновесия:

$$F \leq \pi d \rho f,$$

$$T \leq 0,5 \pi d \rho f,$$

где f – коэффициент трения (табл. 1.22).

Из вышеприведенных условий равновесия определим минимально необходимые значения контактного давления:

$$p_{\min} = F / (\pi d \rho f),$$

Т а б л и ц а 1.22

Коэффициент трения (сцепления) f при посадках с натягом

Материал	Сборка прессованием		Сборка нагревом (охлаждением)
	при сцеплении	при запрессовке	
Сталь – сталь	0,08	0,20	0,14
Сталь – чугун	0,08	0,14	0,12÷0,14
Сталь – бронза, латунь	0,05	0,10	0,07
Чугун – бронза, латунь	0,05	0,08	0,07

$$p_{\min} = 2T/(\pi d^2 f).$$

Если осевая сила F и вращающий момент T действуют одновременно, то расчет ведут по равнодействующей R осевой и окружной силы:

$$R = \sqrt{F^2 + F_t^2},$$

где

$$F_t = 2T/d;$$

тогда

$$p_{\min} = R/(\pi d f).$$

В зависимости от ответственности соединения полученное минимально необходимое значение p_{\min} увеличивают, умножая его на коэффициент запаса сцепления $K = 1,5 \dots 3$.

Если в соединении предусмотрена призматическая шпонка, то $K = 1,3 \dots 1,5$.

По найденному расчетному контактному давлению $p = K p_{\min}$ определяем расчетный натяг N_p :

$$N_p = pd(C_1/E_1 + C_2/E_2),$$

где $C_1 = (d^2 + d_1^2) / (d^2 - d_1^2) - \nu_1$; $C_2 = (d_2^2 + d^2) / (d_2^2 - d^2) + \nu_2$; E_1, ν_1 и E_2, ν_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона соответственно для материалов охватываемой и охватывающей деталей (табл. 1.23).

Таблица 1.23

Модуль упругости E , коэффициент Пуассона ν , температурный коэффициент линейного расширения α , °С, материала деталей

Материал	E , МПа	ν	α , °С
Сталь	$2,1 \cdot 10^5$	0,3	$12 \cdot 10^{-6}$
Чугун	$(1,0 \div 1,5) \cdot 10^5$	0,25	$10 \cdot 10^{-6}$
Бронза оловянистая	$0,8 \cdot 10^5$	0,35	$19 \cdot 10^{-6}$
Бронза безоловянистая, латунь	$1,0 \cdot 10^5$	0,35	$19 \cdot 10^{-6}$

Размеры d (H7/r6), d_1 и d_2 показаны на рис. 1.25, б; если охватываемая деталь сплошная, то $d_1=0$.

Учитывая возможное нарушение микрогеометрии (ограники) контактных поверхностей при сборке прессового соединения, полученное значение расчетного натяга N_p увеличивают на поправку на срезание и сглаживание микронеровностей (шероховатости):

$$u = 1,2(R_{z1} + R_{z2})$$

или

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}),$$

где $R_{z1} + R_{z2}$, $R_{a1} + R_{a2}$ – высоты микронеровностей; тогда требуемый натяг

$$N_T = N_p + u$$

(если сборку выполняют нагреванием или охлаждением деталей, то $u=0$).

По величине требуемого натяга N_T подбирают рекомендуемую ближайшую посадку с наименьшим натягом, при котором $N_T \approx N_{\min}$.

Наибольший расчетный натяг, соответствующий выбранной посадке N_6 :

$$N_{6p} = N_6 - u.$$

Максимальное давление p , которое может возникнуть на контактной поверхности соединяемых деталей:

$$p = N_{6p} / [d(C_1/E_1 + C_2/E_2)].$$

Эквивалентное напряжение охватывающей детали из упругого материала:

$$\sigma_{\text{эkv}} = 2p / [1 - (d_1/d_2)^2] \leq [\sigma_p].$$

Две предыдущие формулы применимы только при натягах в области упругих деформаций.

1.6.3. Сборка прессового соединения с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали

Разность температур охватываемой и охватывающей детали, при которой достигается свободное их сопряжение во время сборки, определяют по формуле:

$$t = \frac{N_{\max} + \delta_0}{\alpha \cdot d},$$

где N_{\max} – наибольший натяг выбранной посадки, мкм; δ_0 – зазор, необходимый для свободного соединения деталей, принимаемый равным 10 мкм при $d=30 \div 80$ мм, 15 мкм при $d>80 \div 180$ мм и 20 мкм при $d>180 \div 400$ мм; d – номинальный диаметр соединяемых поверхностей, мм; α – коэффициент линейного расширения нагреваемой или охлаждаемой детали: для стали $\alpha=12 \cdot 10^{-6}$; для чугуна $\alpha=10,5 \cdot 10^{-6}$; для оловянных бронз $\alpha=17 \cdot 10^{-6}$; для латуни $\alpha=18 \cdot 10^{-6}$; для алюминиевых сплавов $\alpha=23 \cdot 10^{-6}$.

Для случая, когда особо важна прессовая посадка толстостенной втулки (ступицы) на сплошной вал, предельный наибольший натяг $N_{\text{пред}}$ можно определить из условия прочности втулки по формуле:

$$N_{\text{пред}} = \frac{[\sigma_p] d}{E},$$

где $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}$ – допускаемое напряжение для втулки, $\sigma_T = 240$ МПа;

$[s]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности; E – модуль упругости; для стальной толстостенной втулки $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $[s]=1,2$.

Пример. Цилиндрическое соединение с натягом – соединение венца червячного колеса со ступицей колеса, при следующих данных (рис. 1.25, а): диаметр посадочной поверхности $d=250$ мм, длина посадочной поверхности $l=60$ мм, диаметр отверстия для вала в центре колеса $d_1=80$ мм, диаметр впадин зубчатого венца $d_2=280$ мм, крутящий момент, передаваемый

червячным колесом, $T=400$ Н·м. Материал венца – бронза Бр АЖ9-4Л (отливка в кокиль). Материал ступицы колеса – чугунное литье СЧ15.

Вычисление

Определим необходимое давление p на поверхности контакта венца с центром колеса, приняв коэффициент трения между ними $f=0,05$:

$$p_{\min} = 2T / (\pi d^2 f) = 2 \cdot 400 / (0,05 \cdot 0,25^2 \cdot 0,06) = 1,35 \text{ МПа.}$$

Для вычисления требуемого расчетного натяга N_p соединения при $v_1=0,25$; $v_2=0,35$:

$$N_p = pd(C_1/E_1 + C_2/E_2);$$

$$C_1 = (d^2 + d_1^2) / (d^2 - d_1^2) - v_1 = (250^2 + 80^2) / (250^2 - 80^2) - 0,25 = 0,98;$$

$$C_2 = (d_2^2 + d^2) / (d_2^2 - d^2) + v_2 = (280^2 + 250^2) / (280^2 - 250^2) + 0,35 = 9,85 .$$

Модули упругости для чугуна $E_1=1,3 \cdot 10^5$ МПа, для бронзы $E_2=1,1 \cdot 10^5$ МПа.

Расчетный натяг соединения:

$$N_p = pd(C_1/E_1 + C_2/E_2) = 1,35 \cdot 0,25 [0,98 / (1,3 \cdot 10^5) + 9,85 / (1,1 \cdot 10^5)] = 34 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 34 \text{ мкм.}$$

Обработку контактных поверхностей зубчатого венца и центра колеса назначаем с высотами неровностей $R_{z1}=R_{z2}=10$ мкм. Действительный натяг соединения:

$$N_T = N_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = 34 + 1,2(10 + 10) = 58 \text{ мкм.}$$

По полученному значению N_T подбираем соответствующую стандартную посадку. Из таблицы допусков и посадок для данного соединения примем посадку $\varnothing 250$ Н/с7 с наименьшим натягом $N_M=68$ мкм и наибольшим натягом $N_6=186$ мкм. Наибольший расчетный натяг, соответствующий выбранной посадке:

$$N_{6p} = N_6 - 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = 186 - 1,2(10 + 10) = 162 \text{ мкм.}$$

Максимальное давление p , которое может возникнуть на контактной поверхности соединяемых деталей:

$$p = N_{\text{оп}} / [d(C_1/E_1 + C_2/E_2)] = 162 \cdot 10^{-6} / \{0,25[0,98/(1,3 \cdot 10^5) + 9,85/(1,1 \cdot 10^5)]\} = 6,5 \text{ МПа.}$$

Проверим венец червячного колеса на прочность. Примем с некоторым приближением, что материал венца пластичен и одинаково работает на растяжение и сжатие; при этом применима третья теория прочности. Эквивалентное напряжение венца:

$$\sigma_{\text{экв}} = 2p/[1 - (d_1/d_2)^2] = 2 \cdot 6,5 / [1 - (0,25/0,28)^2] = 65 \text{ МПа.}$$

Такое напряжение вполне допустимо (оно ориентировочно в 2,5...3 раза ниже условного предела текучести для бронзы Бр АЖ9-4Л при отливке в кокиль).

1.6.4. Соединения деталей с коническими поверхностями с гарантированным натягом

В конических соединениях натяг создают осевым смещением ступицы относительно вала. Так как упорный бурт на валу не выполняют, в конических соединениях не может быть обеспечена осевая точность фиксации ступицы на валу. Для обеспечения хорошего центри-

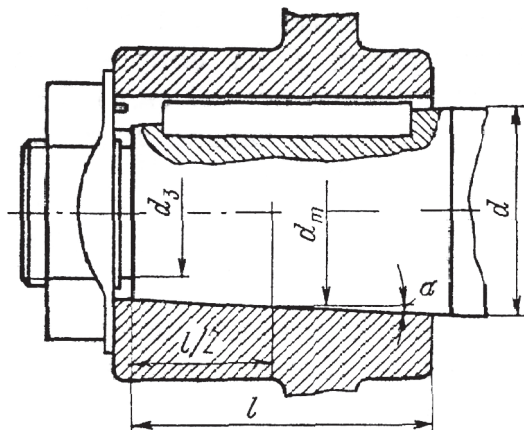


Рис. 1.26. Коническое соединение деталей с гарантированным натягом

рования соединяемых деталей без перекоса отношение длины соединения к наибольшему диаметру должно составлять $l/d > 0,7$.

Относительная простота безударной сборки и демонтажа, высокая надежность при действии радиальных сил и опрокидывающих моментов является достоинством конических соединений, особенно для консольных участков валов редукторов и электродвигателей (рис. 1.26).

В соответствии с ГОСТ 12081-72 конусность концов валов принимают:

$$K=(d - d')/L=2\text{tg}\alpha=0,1.$$

Относительное осевое смещение ступицы и вала осуществляют гайкой.

Осевое усилие F , создаваемое гайкой, и давление на сопряженную поверхность связаны зависимостью:

$$p = \frac{F}{\pi d_m l (f + \text{tg}\alpha) \cos \alpha}.$$

В связи с разбросом в значениях коэффициента трения f и сложностью контроля усилия затяжки гайки рассматриваемое коническое соединение применяют в сочетании с призматической шпонкой, повышающей надежность соединения.

Осевое усилие F , необходимое для передачи крутящего момента T ($\text{Н}\cdot\text{м}$), определяют по формуле:

$$F \geq \frac{2 \cdot 10^3 \lambda T \cos \alpha (f + \text{tg}\alpha)}{fd},$$

где λ – коэффициент запаса сцепления, $\lambda=1,3$.

Учитывая допускаемое напряжение $[\sigma_p]$ для наименьшего сечения d_3 (рис. 1.26), найдем осевую силу:

$$F = \frac{\pi d_3^2 [\sigma_p]}{4},$$

где $[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$ – допускаемое напряжение и σ_T – предел текучести для материала вала; $[s]$ – допускаемый коэффициент запаса

прочности; при контролируемой затяжке принимают $[s]=1,5 \div 2,2$ для валов из углеродистой стали; $[s]=2 \div 3$ – из легированной стали; при неконтролируемой затяжке для $d_3 \leq 30$ мм приведенные значения $[s]$ необходимо увеличить в два раза.

$$\sigma_p = \frac{F}{S_p} = \frac{4F}{\pi d_3^2} \leq [\sigma_p],$$

где F – осевое усилие, создаваемое гайкой, эквивалентное

продольной силе; $S_p = \frac{\pi d_3^2}{4}$ – расчетная площадь поперечного сечения шейки резьбы d_3 .

Допускаемый крутящий момент:

$$[T] \leq \frac{\pi d_3^2 [\sigma_p] f d}{8 \cdot 10^{-3} \lambda (f + \operatorname{tg} \alpha) \cos \alpha} = \frac{390 d_3^2 [\sigma_p] f d}{\lambda (f + \operatorname{tg} \alpha) \cos \alpha}.$$

1.7. РЕЗЬБЫ И РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

1.7.1. Геометрия винтовой линии

Резьбовые соединения деталей являются наиболее распространенными в машиностроении.

В результате сочетания вращательного движения заготовки и поступательного перемещения резца (рис. 1.27, а) на поверхности заготовки наносится след в виде винтовой линии. При углублении резца на поверхности заготовки образуется винтовая поверхность (рис 1.27, б), называемая резьбой.

Метод получения винтовой поверхности используется для получения различных типов резьбы при заданных сочетаниях параметров движений заготовки и резца.

Среди резьбовых соединений наиболее распространены крепежные соединения – болт, винт, гайка и др. В резьбовом соединении (болта с гайкой) при вращении одной детали относительно другой, происходит взаимное перемещение деталей вдоль оси вращения.

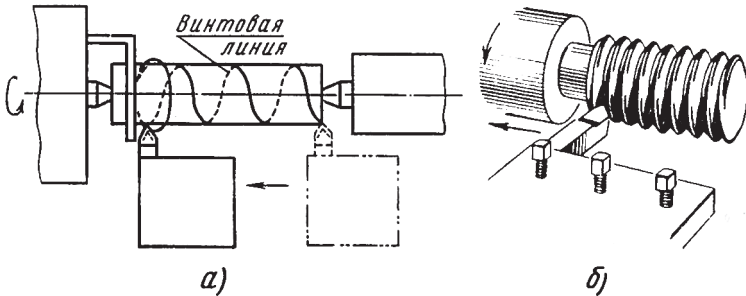


Рис. 1.27. Схема нарезания наружной резьбы:

а – схема движения инструмента и заготовки; б – нарезание резьбы резцом

Если развернуть винтовую линию на плоскость, то наклон винтовой линии к плоскости, перпендикулярной к оси вращения детали, называют углом подъема винтовой линии – ψ (рис. 1.28).

Расстояние между соседними винтовыми линиями, измеренное вдоль оси заготовки, называется шагом P винтовой линии. Если часть поверхности детали, равную шагу винтовой линии, развернуть на плоскость, то из прямоугольного треугольника АБВ (рис. 1.28) можно определить $\text{tg}\psi = P/\pi d$, где d – диаметр детали с винтовой линией.

При этом углубление или выступ на поверхности детали, расположенные по винтовой линии, образуют винтовую поверхность – резьбу.

Резьбу применяют для соединения, уплотнения или обеспечения заданных взаимных перемещений деталей машин и механизмов.

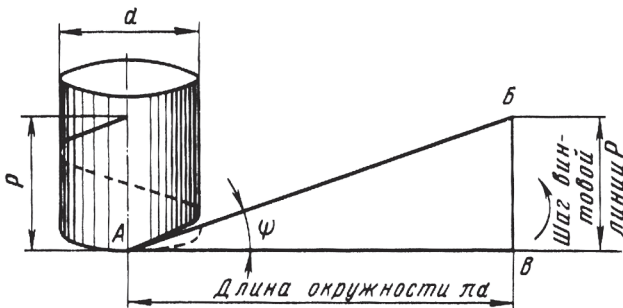


Рис. 1.28. Геометрия винтовой линии

1.7.2. Профили резьбы и определения основных элементов

В зависимости от назначения резьбового соединения применяют резьбы различного профиля. Профилем принято называть контур выступа и канавки резьбы в плоскости ее осевого сечения. Широко применяют резьбы с остроугольным, трапецидальным и прямоугольным профилем.

К основным элементам резьбы относят (рис. 1.29, а-е):

профиль резьбы – контур сечения витка в плоскости, проходящей через ось резьбы;

угол профиля α – угол между смежными боковыми сторонами резьбы в плоскости осевого сечения;

вершину профиля – часть винтовой поверхности, соединяющую смежные боковые стороны резьбы по вершине ее выступа;

впадину профиля – часть винтовой поверхности, соединяющую смежные боковые стороны резьбы по дну ее канавки;

шаг p резьбы – расстояние, измеренное по линии, параллельной оси резьбы, между точками одноименных боковых сторон профиля, лежащими в одной осевой плоскости по одну сторону от оси резьбы;

наружный диаметр d резьбы – диаметр воображаемого цилиндра, описанного вокруг вершин наружной или впадин внутренней цилиндрической резьбы;

внутренний диаметр d_1 резьбы – диаметр воображаемого цилиндра, вписанного во впадины наружной или вершины внутренней цилиндрической резьбы;

средний диаметр d_2 резьбы – диаметр воображаемого цилиндра, соосного с резьбой, образующая которого делится боковыми сторонами профиля на отрезки, равные половине шага резьбы;

угол ψ подъема резьбы – угол наклона профиля, образованный касательной к винтовой линии, описываемой средней точкой боковой стороны резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси резьбы:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2}.$$

Для многозаходной резьбы вместо p следует подставлять p_n , где n – число заходов.

Элементы наружной резьбы (болта) обозначают d , d_1 и d_2 , а внутренней резьбы (гайки) – D , D_1 и D_2 :

$$d_2 = \frac{P}{\pi \operatorname{tg} \psi}.$$

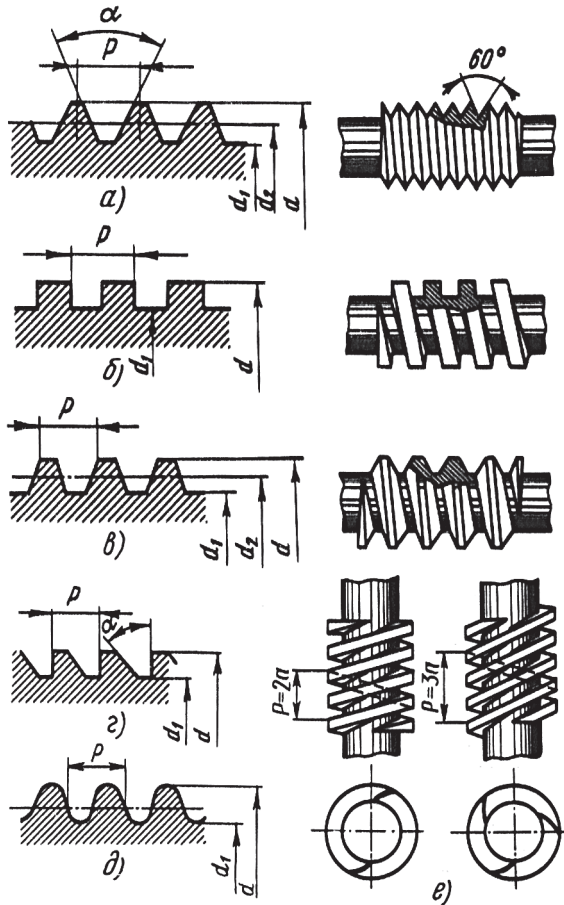


Рис. 1.29. Резьбы различного профиля:

а – остроугольная; б – прямоугольная; в – трапецеидальная;
г – упорная; д – круглая; е – двух- и трехзаходная

Резьбы бывают **левые** и **правые**. Винт с правой резьбой заворачивается при вращении по часовой стрелке – слева направо, винт с левой резьбой при вращении против часовой стрелки – справа налево.

Различают резьбы **однозаходные** и **многозаходные** (рис. 1.29, е). Однозаходная резьба образована одной непрерывной ниткой резьбы и ее шаг $p = d_2 \operatorname{tg} \psi$, а многозаходная – несколькими нитками резьбы, эквидистантно расположенными на поверхности детали и ее шаг $p_n = p$. Число заходов n , ниток резьбы, легко определить на торце детали, где начинается резьбовая поверхность (рис. 1.29, е).

В многозаходной резьбе различают ход и шаг. Ходом многозаходной резьбы называют расстояние между одноименными точками одного витка или нитки, измеренное параллельно оси детали. Ход многозаходной резьбы равен шагу резьбы, умноженному на число заходов – $p_n = np$, где n – число заходов.

Резьбы в зависимости от выполняемой работы бывают **передающие движение** и **крепежные**. Первые предназначены для преобразования вращательного движения в поступательное, которое часто применяют в механизмах перемещения, в зажимных устройствах и т. д. Обычно такие резьбы имеют прямоугольный или трапецидальный профиль. Когда направление действия осевого усилия не зависит от направления вращения гайки или винта, применяют упорную резьбу. Резьбы треугольного профиля используют на крепежных деталях.

Применяют три системы резьбы: метрическую, дюймовую и трубную; кроме того, имеются также резьбы: прямоугольная, трапецидальная, упорная, круглая и коническая резьба Бриггса по ГОСТ 6111-52.

Профиль **метрической резьбы** (рис. 1.29, а) имеет вид треугольника с углом при вершине $\alpha = 60^\circ$. Существует шесть видов метрической резьбы с различными величинами шага – основная (M10, M20 и т. д.) и мелкие от 1-й до 5-й включительно (M24x1,5; M30x2 и т.д.). Метрические резьбы в основном применяют для крепежных деталей: шпилек, винтов, болтов, гаек и др.

Профиль **прямоугольной** и **трапецидальной** резьбы (рис. 1.29; б, в) по ГОСТ 9484-81 применяют для передачи дви-

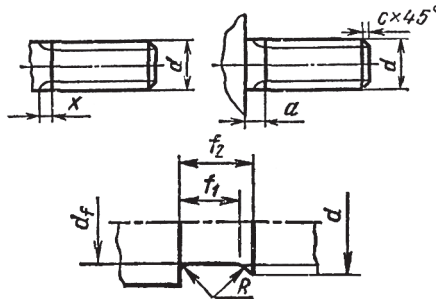


Рис. 1.30. Элементы резьбы:

x – сбеги; a – недорез; c – фаска; f₁ – проточка

жения, например, в ходовых винтах и винтах суппортов металлорежущих станков, домкратах и т.п.

Профиль **упорной резьбы** (рис. 1.29, г) используют для механизмов, работающих под большим давлением, действующим в одном направлении, например, в гидравлических и механических прессах. Профиль упорной резьбы регламентирован стандартами: профиль резьбы упорной с углом профиля $\alpha=30^\circ$ по ГОСТ 10177-82 и профиль резьбы упорной с углом профиля $\alpha=45^\circ$ по ГОСТ 13535-87. Рабочий угол профиля, совпадающий с диаметром резьбы, принят равным 3° из технологических соображений для нарезания резьбы.

Профиль **трубной цилиндрической резьбы** имеет вид треугольника с углом $\alpha=55^\circ$, который при вершине имеет закругление. Каждому размеру резьбы в дюймах соответствует определенное число ниток резьбы на 1" (не менее 11). За диаметр трубной резьбы условно принимают условный диаметр отверстия трубы. Трубная резьба, с зазором в пределах допуска под уплотнитель, предназначена для различных трубных соединений, арматуры трубопроводов и фитингов.

Профиль **резьбы трубной конической с углом профиля 55°** по ГОСТ 6211-81 соответствует закругленному профилю трубной цилиндрической резьбы.

Профиль **резьбы трубной конической с углом профиля 60°** по ГОСТ 6111-52 имеет остроконечный профиль.

Сбеги, недорезы, проточки и фаски. При нарезании резьбы на детали образуются участки с резьбой неполного профиля (с неполной глубиной резьбы), которые необходимо учитывать при определении рабочей длины резьбы (рис. 1.30).

Если необходимо дать выход инструменту при нарезании резьбы, то предусматривают на нарезаемой поверхности канавку (проточку).

Сбег резьбы – длина поверхности вдоль оси стержня или отверстия с неполным профилем резьбы, образуемой заходной режущей кромкой инструмента.

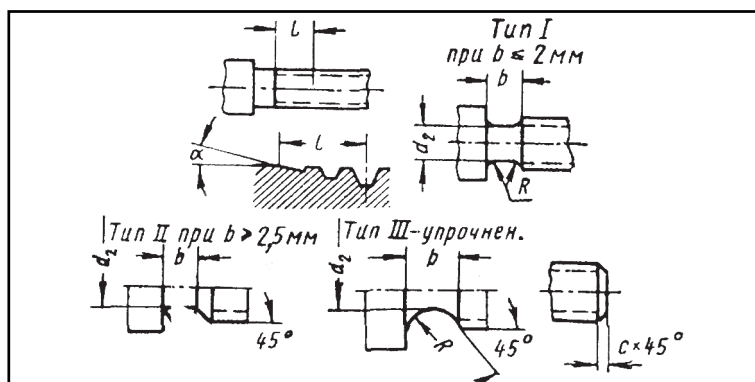
Недорез резьбы – длина поверхности вдоль оси стержня или отверстия с учетом неполного профиля резьбы, образуемого заходной режущей кромкой инструмента, когда инструмент упирается в торцовую поверхность.

Проточка – углубление на поверхности стержня или отверстия, которое исключает сбег или недорез резьбы.

Фаска – переходная поверхность от торцовой поверхности к цилиндрической, которая служит для захода инстру-

Т а б л и ц а 1.24

**Сбеги, недорезы,
проточки и фаски
для наружной
метрической резьбы, мм
(зависимости эмпирические)**



Шаг резьбы, Р	Сбег		Проточки							Фаска		
	ℓ		b		тип III	d_2	R		r	с		
	при α		тип I и II проточка				тип I и II	тип III		I	при сопряжении с внутренней резьбой с проточкой типа	
	25°	45°	Н	У	III	II			III		I и II	III
0,2	0,5	0,2	-	-	-	-	-	-	-	-	0,2	-
0,25												
0,3												
0,35												
0,4	1	0,3	1	0,8	-	-	0,3	-	-	-	0,3	-
0,45												
0,5												
0,6												
0,7	1,5	0,5	1,5	1	-	-	0,5	-	-	-	0,5	-
0,75												
0,8												
1												
1,25	2	0,9	2	1,5	2,1	2,3	d-1,5	-	-	-	0,7	1
1,5												
1,75												
2												
2,5	3,0	1,5	4	3,5	3,7	4,5	d-2,2	1	2,5	0,5	1	2
3												
3,5												
4												
4,5	4	2	6	4,5	7,5	d-3,6	d-4,5	1,5	4	-	2	4
5												
5,5												
6												
6,5	7,5	3,5	8	5,5	10,3	d-6	d-5,2	2	5,5	-	2,5	5,5
7												
7,5												
8												
8,5	9	4	10	6	12,3	d-6,8	d-7,5	3	7	1	3	7
9												
9,5												
10												
10,5	10,5	4	10	7	13,9	d-8,2	d-9	3	8,5	-	4	7,5
11												
11,5												
12												

Примечание.
Н – нормальная; У – узкая.

мента при нарезании резьбы и защитой заходных витков резьбы.

Длина свинчивания – сопрягаемая длина вдоль оси контакта резьбы болта и гайки. Для стандартной резьбы нор-

Таблица 1.25

Сбеги, проточки, недорезы и фаски для внутренней метрической резьбы (зависимости эмпирические)

Сбег		Проточки					Фаска		
шаг резьбы, P	l_1 , не более	b_1		d_3	R_1		r_1	C_1	
		тип I и II	тип III		тип I и II	тип III		При сопряжении с внутренней резьбой с проточкой типа	
		проточка						I и II	III
0,2	1	-		-	-	-	-	0,2	-
0,25									
0,3									
0,35		1*	-	d+0,2	0,3			0,3	
0,4		-		-	-				
0,45									
0,5		1*	0,8*	d+0,2	0,3			0,5	

СЛЕСАРНОЕ ДЕЛО. Сборка производственных машин

О к о н ч а н и е т а б л. 1.25

Сбег		Проточки						Фаска		
0,6	1,2	-	-		-	-				
0,7	1,4									
0,75	1,5	1,5*	1*		d+0,2	0,5				
0,8	1,6	-	-		-	-			0,7	
1	2	2	1,5	2,1	d+0,2	0,5	1			1
1,25	2,5	3	1,8	2,3		1		0,5	1	
1,5	3		2,5	3,7	d+0,3		2			2
1,75	3,5	4		4,5			2,5		1,5	2,5
2	4	5	3,5	4,8	d+0,4	1,5				
2,5	5	6		6,8			4	1	2	4
3	6		4,5	7,5	d+0,6					
3,5	7	8		9,6		2	5,5		2,5	5,5
4	8		5,5	10,3	d+0,8				3	
4,5	9	10	6	12,3		3	7			7
5	10		6,5	12,9				1,5	3,5	
5,5	-	12	7,5	13,9	d+1		7,5		4	7,5
6			8	15,5			8,5			8,5

Примечание. * Ширина проточек дана для диаметров 6 мм и более.
Н – нормальная; У – узкая

мальной длиной свинчивания является высота стандартной гайки – 0,8d.

Величину сбегов, недорезов, проточек и фасок для соединений с наружной и внутренней метрической резьбой определяют по табл. 1.24 и 1.25.

1.7.3. Соединения стандартных резьбовых крепежных изделий

В зависимости от назначения резьбового соединения в машиностроении применяют разнообразные типы крепежных изделий: болты, винты, шпильки, гайки, шайбы, стопорные устройства, предохраняющие от самоотвинчивания, параметры и качественные характеристики которых стандартизованы (рис. 1.31, а).

К специальным болтам (винтам) относятся: фундаментные и анкерные болты (рис. 1.32, а), применяют для соединения станин машин с фундаментом; распорные болты (рис. 1.32, б) – для сохранения постоянного расстояния между соединяемыми деталями, работающими с динамическими (ударными) нагрузками, к фундаменту; откидные болты (рис. 1.32, в) – для закрепления и освобождения деталей в часто разбираемых соединениях и целый ряд других.

Болт – цилиндрический стержень с резьбой и головкой (шестигранной, реже четырехгранной, полукруглой и т. д.), соединяемый с гайкой (рис. 1.31, а). Соединение болтом применяется в тех случаях, когда конструкция соединяемых деталей допускает сверление сквозных отверстий и позволяет завести при сборке болт в отверстие.

Винт (рис. 1.31, б) – это болт, гайкой для которого служит одна из закрепляемых деталей. Соединение винтом применяется в тех случаях, когда в деталях не допускается сквозное отверстие (например, стенки герметических сосудов), а также

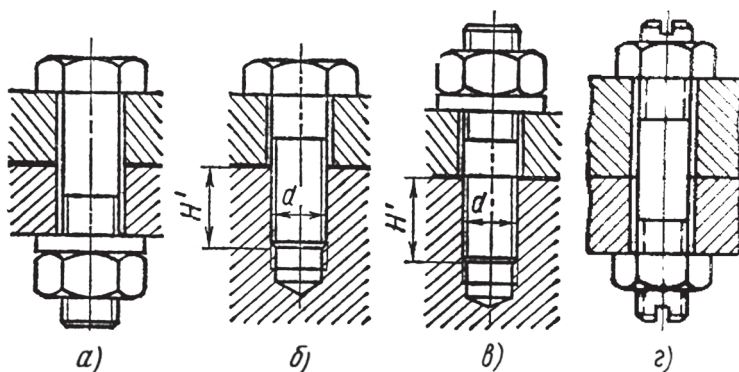


Рис. 1.31. Стандартные крепежные изделия

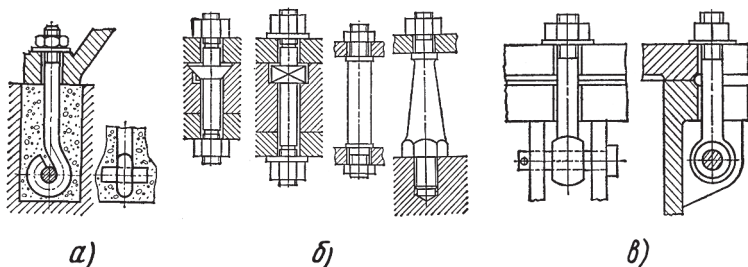


Рис. 1.32. Специальные крепежные изделия

когда нецелесообразно или невозможно просверлить сквозное отверстие или вставить в него болт.

Шпилька (рис. 1.31, в) – цилиндрический стержень с резьбой на двух концах. Шпильки применяют в тех случаях, что и винтовое соединение, когда это создает удобства для сборочных работ, особенно когда сборка сопровождается с установкой или заменой прокладок и т.п., или когда допустимо сквозное сверление в соединяемых деталях, но конструкция их такова, что болт ввести в отверстие нельзя (рис. 1.31, г).

Гайка (рис. 1.31; а, в) – деталь с резьбовым отверстием. Гайка является замыкающим элементом резьбового (болтового) соединения. В зависимости от назначения гайки имеют разнообразную конструктивную форму: шестигранные – нормальные ($H=0,8d$) с одной или двумя фасками, высокие (H до $1,6d$) и низкие (H до $0,6d$). Гайки по конструкции обладают большим разнообразием в зависимости от назначения.

Шайба (рис. 1.31; а, в) – деталь ставится под гайку или головку винта. Играет роль предохранительную, создавая большую опорную площадку; шайба пружинная или фасонная с фиксатором играет роль стопора для предохранения от отвинчивания гайки или винта и др.

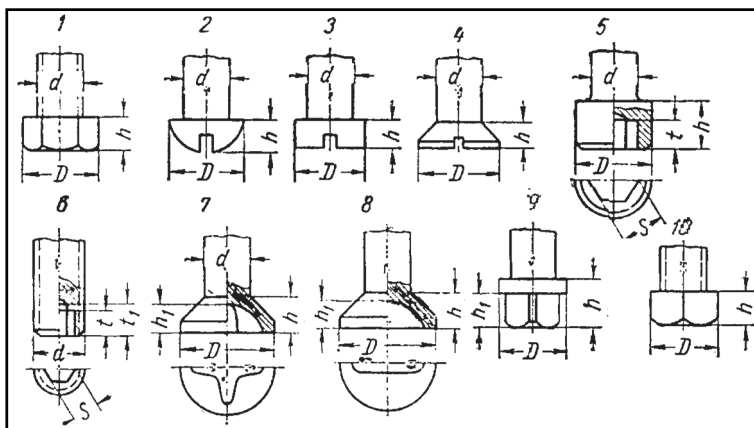
Обыкновенные шайбы и гаечные замки (кроме пружинных) для облегчения изготовления обычно выполняют из низкоуглеродистых сталей марок Ст0, Ст1, Ст2, Ст3, Сталь 08, Сталь 10, 15, 20 и 25. Пружинные замки изготавливают из пружинной стали марок Сталь 65, 70, 75, 65Г и др.

Если необходимо снизить массу соединения или обеспечить его герметичность, электро- и теплоизоляцию, корро-

зионную стойкость, надежность стопорения гаек и винтов, то резьбовые детали частично или полностью изготавливают из пластмасс – полиамидов, текстолита, синтетической резины и др. Для стопорения гаек и винтов применяют нейлоновые или текстолитовые стопорные кольца, нейлоновые или резиновые стопорные шайбы, обеспечивающие также

Таблица 1.26

Формы головок болтов и винтов с устройствами под ключ и отвертку



Тип №	Назначение	Соотношение размеров
1	Болты крепежные	$h = \begin{cases} 0,7d - \text{обычная} \\ 0,5d - \text{уменьшенная} \end{cases}$ $D = \begin{cases} (1,8+2,0) - \text{обычный} \\ (1,5+1,7) - \text{уменьшенный} \end{cases}$
2	Винты с полукруглой головкой	$h \approx 0,7 d$; $D \approx 1,6 d$
3	Винты с цилиндрической головкой	$h \approx 0,6 d$; $D \approx 1,5 d$
4	Винты с потайной головкой	$h \approx 0,5 d$; $D \approx 1,8 d$
5	Винты с внутренним шестигранником	$t \approx 0,5 d$; $t_1 \approx 0,6 d$; $s \approx 0,8 d$; $D \approx 1,5 d$; $h \approx 1,0 d$
6		$t \approx 0,5 d$; $t_1 \approx 0,6 d$; $s \approx 0,5 d$
7	Винты с потайной головкой и несквозными шлицами	$h \approx 0,75d$; $D \approx 2d$; $h_1 \approx 0,6 d$
8		
9	Винты с квадратной головкой	$h \approx 1,1 d$; $h_1 \approx 0,8 d$; $D \approx 1,4 d$
10		$h \approx 0,6 d$; $D \approx 0,7 d$

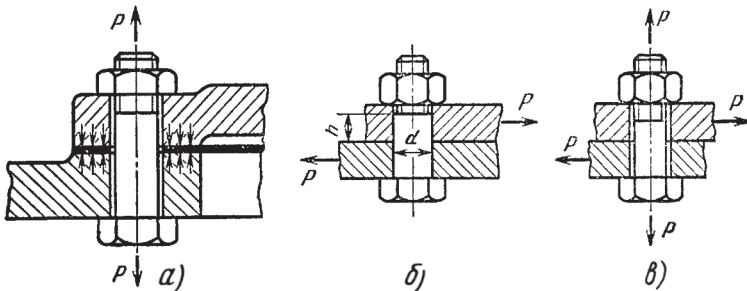


Рис. 1.33. Схемы работы болтовых соединений

герметичность соединения, и стопорные нейлоновые пробки. Для надежности стопорения в некоторых случаях гайки целиком изготавливают из нейлона. Пластмассовые накладки направляющих и подобных деталей обычно закрепляют винтами, изготовленными из того же материала, что и закрепляемые ими детали.

В зависимости от размеров и назначения винты (болты) имеют различные головки: шестигранные, четырехгранные, цилиндрические с внутренним или наружным квадратом или шестигранником под ключ, цилиндрические, полукруглые, потайные со шлицем под отвертку плоскую или крестообразную и др. (табл. 1.26).

Болты применяют в тех случаях, когда резьбовые соединения преодолевают большие нагрузки. Например, болтом (рис. 1.33, а) крепят крышку, которая испытывает давление среды P , которое стремится растянуть болт и разгерметизи-

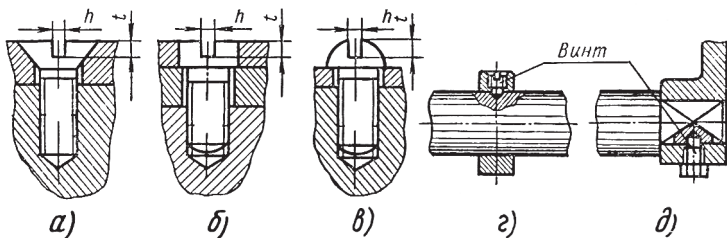


Рис. 1.34. Соединение деталей винтом:

а – с потайной головкой; б – с цилиндрической головкой;
в – с полукруглой головкой; г, д – стопорные (установочные) винты

ровать соединение; болтовое соединение (рис. 1.33, б) работает под действием силы P на срез и смятие; болтовое соединение (рис. 1.33, в) работает под действием силы P на сдвиг и изгиб.

Винты по назначению разделяются на крепежные и установочные. Крепежные винты (рис. 1.34, а-в) применяют, когда требуется соединить детали, например смотровую крышку к редуктору, направляющую шпонку к валу и т. д. Крепежные винты с потайной головкой часто используют вместо болтов, если выступающие головки обычных болтов мешают работе

Таблица 1.27

Концы болтов, винтов и шпилек по ГОСТ 12414-66

d	d ₂ (h14)	d _{3 max}	d _{4 max}	d ₅ (h14)	R	z ₂ (+ IT14)	z ₃ (+ IT14)	z ₄
2,5	1,5	0,3	-	1,2	0,2	0,6	1,2	0,4
3,0	2	0,4	-	1,4	0,3	0,7	1,5	0,4
3,5	2,2	0,4	-	1,7	0,3	0,9	1,7	0,4
4,0	2,5	0,5	-	2	0,3	1	2	0,5
5,0	3,5	0,5	-	2,5	0,3	1,2	2,5	0,6
6,0	4	0,5	1,5	3	0,4	1,5	3	0,7
7,0	5	0,5	2	4	0,4	1,7	3,5	0,8
8,0	5,5	0,5	2	5	0,4	2	4	1
10	7	1	2,5	6	0,5	2,5	5	1
12	8,5	1	3	8	0,6	3	6	1,2
14	10	2	4	9	0,8	3,5	7	1,5
16	12	3	4	10	0,8	4	8	1,7
18	13	4	5	12	0,8	4,5	9	2
20	15	5	5	14	1	5	10	2

механизма. Их изготавливают с головкой под ключ и под отвертку (табл. 1.26).

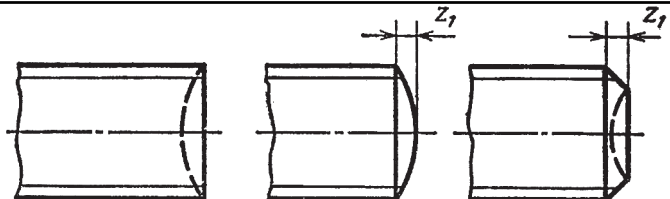
Установочные винты (рис. 1.34; г, д) отличаются от крепежных длиной резьбы, которая имеется на всем стержне, и концом стержня, который может быть выполнен коническим, цилиндрическим или сферическим. При монтаже конец стержня входит в соответствующее углубление сопрягаемой детали. Установочные винты применяют для фиксации одной детали относительно другой. Такими винтами фиксируют детали, устанавливаемые на оси или валы, например установочные кольца, дистанционные втулки, рычаги, рукоятки и т. д.

Концы болтов, винтов и шпилек имеют форму окончания в зависимости от их функционального назначения (табл. 1.27, 1.28).

Шпильки применяют в соединениях с частыми разборками, а резьба в детали не обладает достаточной стойкостью (резьба в чугуне и легких сплавах). Применяется чаще всего для крепления крышек к чугунным корпусам, но оно менее надежно, чем болтовое. Соединение шпилькой лучше винтового, но слабее болтового.

Таблица 1.28

Концы болтов, винтов и шпилек по ГОСТ 12414-66

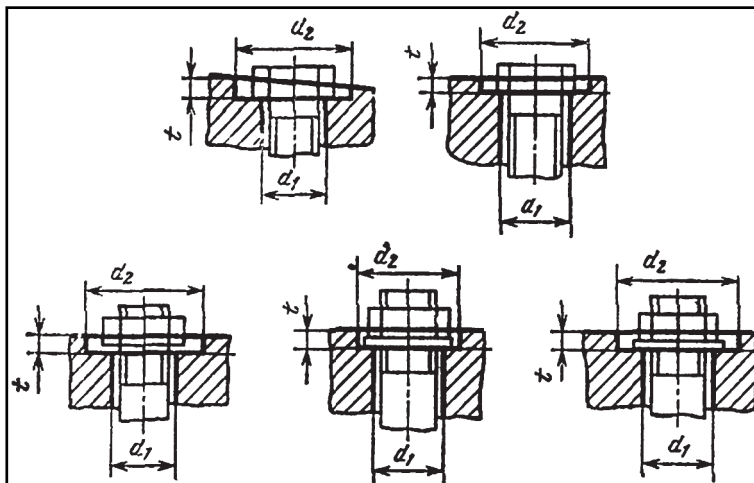


Шаг резьбы, Р	Ширина фаски (сферы), z_1 , max	Шаг резьбы, Р	Ширина фаски (сферы), z_1 , max	Шаг резьбы, Р	Ширина Фаски (сферы), z_1 , max
0,25	0,5	0,8	1,6	3	6
0,3	0,6	1	2,0	3,5	7
0,35	0,7	1,25	2,5	4	8
0,4	0,8	1,5	3	4,5	9
0,45	0,9	1,75	3,5	5	10
0,5	1,0	2	4	5,5	11
0,6	1,2	2,5	5	6	12
0,7	1,4	-	-	-	-

Гайки в зависимости от назначения различают по конструкции на шестигранные, квадратные, корончатые, круглые и т. д. (рис. 1.35).

Таблица 1.29

Конструктивные размеры опорных поверхностей мест крепления под головки болтов и гайки, мм, по ГОСТ 12876-67



d	d ₁	d ₂				d	d ₁	d ₂			
		А*	Б**	В***	под шайбы			А*	Б**	В***	под шайбы
5	5,8	11	-	-	11	30	33	61	52	55	61
6	7	13,5	-	-	13,5	33	36	67	60	60	67
8	9	18	18	18	18	36	39	71	65	65	71
10	11	22	20	20	22	39	42	75	71	71	75
12	14	26	26	24	26	42	45	80	75	75	80
14	16	30	26	26	30	45	48	90	80	85	90
16	18	33	30	30	33	48	52	95	85	90	95

Примечания:

1. Размер t устанавливает конструктор; d - номинальный диаметр резьбы; d_1 - диаметр сквозного отверстия по Н13; d_2 - диаметр опорной поверхности по Н15.
2. А* - под болты с шестигранной головкой и под гайки шестигранные.
3. Б** - под болты с шестигранным уменьшенным размером S и под гайки шестигранные с уменьшенным размером S .
4. В*** - под уменьшенные шайбы.

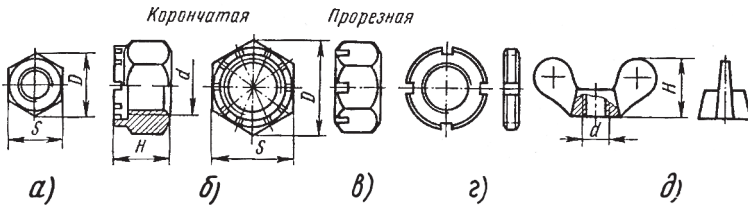


Рис. 1.35. Гайки:

а – шестигранная; б – корончатая;
в – шестигранная с прорезями; г – круглая; д – гайка-барашек

Круглые гайки (рис. 1.35, г) имеют прорези на боковой поверхности для захвата их специальными ключами. Этими гайками крепят на валах кольца подшипников качения и другие детали, регулируют продольные зазоры между деталями и т. д.

Таблица 1.30

Конструктивные размеры углубленных опорных поверхностей мест крепления под винты с цилиндрической головкой, мм, по ГОСТ 12876-67

d	d ₁	d ₂	t	t ₁	t ₂	t ₃	d	d ₁	d ₂	t	t ₁	t ₂	t ₃
2	2,6	4,3	-	-	1,6	2	22	24	36	23,5	28	-	-
2,5	3,1	5	-	-	2	2,5	24	26	40	25,5	31	-	-
3	3,6	6	3,4	4	2,4	3	27	30	45	28,5	35	-	-
3,5	4,1	6,5	-	-	2,8	—	30	33	48	32	38	-	-
4	4,8	8	4,6	5,5	3,2	4	33	36	53	35	41	-	-
5	5,8	10	5,7	7	4	5	36	39	57	38	45	-	-
6	7	11	6,8	8	4,7	6	39	42	60	42	49	-	-
8	9	15	8	11	6	7,5	42	45	65	44	53	-	-
10	11	18	11	13	7	9	45	48	71	47	55	-	-
12	14	20	13	16	8	11	48	52	75	50	60	-	-

Примечание. d - номинальный диаметр резьбы.

Разновидностью шестигранных гаек являются корончатые гайки, имеющие прорези для шплинтов.

Шайбы часто подкладывают под болты, винты и гайки при сборке резьбовых соединений. Шайбы ставят также и тогда, когда нужно увеличить опорную поверхность под гайкой, защитить поверхность детали от задираания гранями гайки или устранить неровности наружной поверхности детали и перекос гайки.

Опорные поверхности мест крепления под головки болтов, винтов и гаек должны быть выполнены перпендикулярно к оси крепежной детали. Конструктивные размеры опорных поверхностей мест крепления под головки болтов, винтов и гаек приведены в табл. 1.29, 1.30, 1.31.

Конструктивные размеры опорных поверхностей вокруг головки болта, винта или гайки должно быть достаточным для применения инструмента, которым будет удобно произвести

Таблица 1.31

Конструктивные размеры углубленных опорных поверхностей под винты с потайной головкой, мм, по ГОСТ 12876-67

d	А		В		t	d	А		В		t
	D ₁ по H13	d ₂ по H13	d ₁ по H12	d ₂ по H12			d ₁ по H13	d ₂ по H13	d ₁ по H12	d ₂ по H12	
2	2,6	4,6	2,2	4,3	0,2	12	14	24,4	13	22,5	1
2,5	3,1	5,7	2,7	5	0,3	14	16	28,4	15	26	1
3	3,6	6,6	3,2	6	0,3	16	18	32,4	17	30	1,2
3,5	4,1	7,6	3,8	7	0,3	18	20	36,4	19	34	1,2
4	4,8	8,6	4,3	8	0,3	20	22	40,4	21	37	1,5

Примечание. d - номинальный диаметр резьбы.

затяжку соединения. Необходимые размеры ключа приведены в табл. 1.32 и размеры опорных мест деталей под ключ – в табл. 1.33, 1.34.

Т а б л и ц а 1.32

Размеры под гаечный ключ, мм

Размеры ключа							
		<i>Охватывающие</i>			<i>Охватываемые</i>		
		S	S	S	S_2	S_2	
Размеры под ключ							
<i>Охватываемые</i>				<i>Охватывающие</i>			
S_2				S_2			
Номинальные размеры под ключ S, S_1, S_2, S_0	Отклонения размеров ключа			Отклонения размеров под ключ			
	охватывающих S		охватываемых S_1	охватываемых S_2			охватывающих S_3
	нормальной точности	грубой точности		повышенной точности	нормальной точности	грубой точности	
2,5*; 3,0*	-	-	-0,040	-	-	-	+0,09 +0,03
3,2	+0,08 +0,02	-	-0,048	-0,16	-	-	+0,12 +0,04
4,0; 5,0; 5,5	+0,12 +0,02						
6,0*							
7,0	+0,15 +0,03	+0,18 +0,03	-0,058	-0,20	-0,36	-	+0,15 +0,05
8,0 (9,0)							
10,0 (11,0)	+0,19 +0,04	+0,24 +0,04					

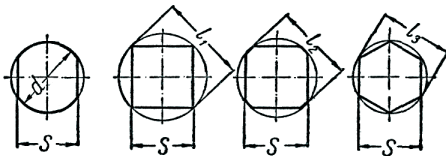
Таблица 1.32 (окончание)
Размеры под гаечный ключ, мм

12; 13	+0,4 +0,04	+0,30 +0,04					
14 (15)	+0,27 +0,05	+0,35 +0,05	-0,120	-0,24	-0,43	-	+0,18 +0,06
17	+0,30 +0,05	+0,40 +0,05					
19; 22; 24	+0,36 +0,06	+0,46 +0,06	-0,140	-0,28	-0,52	-	+0,21 +0,07
27; 30	+0,48 +0,08	+0,58 +0,08				-0,84	
36,0; 41,0; 46,0	+0,60 +0,10	+0,70 +0,10	-0,140	-0,34	-1,00	-1,0	+0,25 +0,05

Примечание. * Допускается применять только для изделий с углублением под ключ и для ключей под это углубление.
ГОСТ 6424-73 предусматривает также номинальные размеры 50-225 мм.

Таблица 1.33

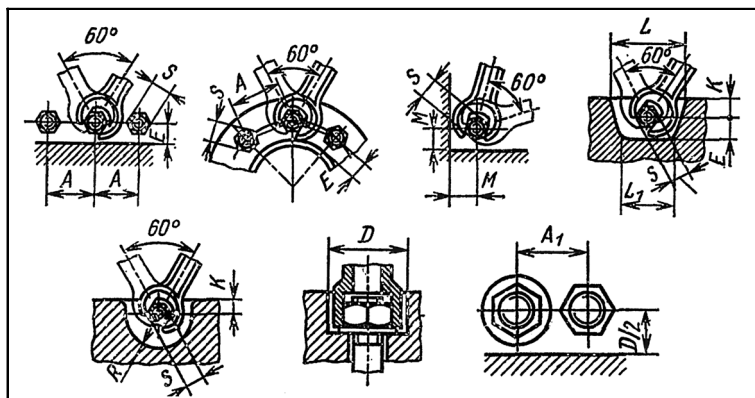
**Размеры лысок, квадратов
и шестигранников под ключ**



Ключ S	d mln	l_1	l_2	l_3	Ключ S	d mln	l_1	l_2	l_3	Ключ S	d mln	l_1	l_2	l_3
6	7	8,5	8	6,9	30	36	42,4	40	34,5	80	92	113	105	92,4
7	8	9,9	9	8,1	32	38	45,3	42	36,9	85	98	120	112	98
8	9	11,3	10	9,2	36	42	50,9	48	41,6	90	104	127	118	104
9	10	12,7	12	10,4	41	48	58,0	54	47,3	95	110	134	125	110
10	12	14,1	13	11,5	46	52	65,1	60	53,1	100	116	141	132	116
11	13	15,6	14	12,7	50	58	70,7	65	57,7	105	122	148	138	121
12	14	17,0	16	13,8	55	65	77,6	72	63,5	110	128	155	145	127
14	16	19,8	18	16,2	60	70	84,8	80	69,3	115	134	162	152	133
17	19	24,0	22	19,6	65	75	91,9	85	75,0	120	140	170	160	139
19	22	26,9	25	21,9	70	82	99,0	92	80,8	125	145	177	165	145
22	25	31,1	28	25,4	75	88	106	98	86,5	130	150	184	170	150
27	32	38,2	36	31,2										

Таблица 1.34

**Конструктивные места деталей
под гаечный ключ по ГОСТ 6424-73**



S	A	E=K	M	L	L ₁	R	D	A ₁	S	A	E=K	M	L	L ₁	R	D	A ₁
5,5	12	5	7	20	16	10	-	-	30	58	20	30	98	75	48	48	45
7	14	6	8	26	20	13	-	-	32	62	22	32	100	80	50	52	48
8	17	7	9	30	24	15	20	16	36	68	24	36	110	85	55	60	52
10	20	8	11	36	28	18	22	18	41	80	26	40	120	90	60	62	60
12	24	10	13	45	34	22	26	20	46	90	30	45	140	105	68	70	65
13	26	10	14	45	34	23	-	-	50	95	32	48	150	110	72	75	70
14	28	11	15	48	36	24	26	22	55	105	36	52	160	120	80	85	78
17	34	13	17	52	38	26	30	26	60	110	38	55	170	130	85	-	-
19	36	14	19	60	45	30	32	30	65	120	42	60	185	145	92	-	-
22	42	15	24	72	55	36	36	32	70	130	45	65	200	160	98	-	-
24	48	16	25	78	60	38	40	36	75	140	48	70	210	170	105	-	-
27	52	19	28	85	65	42	45	40									

Основными материалами для изготовления винтов, болтов, шпилек и гаек общего назначения являются стали марок СтЗкп, Ст5, Сталь 10, 10кп, 15, 15кп, 20, 20кп, 30, 35, 45, 40Г, 35Х, 40Х, 38ХА, 30ХГСА, 16ХСН, 35ХГСА, 40ХНМА. Углеродистую сталь обыкновенного качества применяют для ответственных или малоответственных крепежных резьбовых деталей без термообработки. Сталь углеродистую качественную широко применяют для ответственных крепежных резьбовых деталей; это вызвано необходимостью применения общей или местной термической обработки крепежных де-

талей. Легированные стали применяют для особо ответственных крепежных резьбовых деталей, в частности для скрепления быстро вращающихся частей и тяжело нагруженных ответственных соединений.

Для повышения прочности крепежные резьбовые детали подвергают соответствующей термообработке или механическому упрочнению. Применение высокопрочных крепежных резьбовых деталей позволяет существенно снизить массу со-

Таблица 1.35

**Механические характеристики материалов
резьбовых крепежных соединений
из углеродистых и легированных сталей
при нормальной температуре (ГОСТ 1759-70*)**

Болты		Гайки		σ_b , МПа	σ_r , МПа	НВ
класс прочности	марка стали	класс прочности	марка стали			
3.6	СтЗкп, СтЗсп, 10, 10кп	4	СтЗкп, СтЗсп	300...490	200	90...150
4.6 4.8	20, 10, 10кп	5	10, 10кп 20	400...550	240 320	110...170
5.6 5.8	30, 35, 20, 20кп, СтЗкп	6	Ст5, 15, 15кп, 35	500...700	300 400	140...215
6.6 6.8 6.9	35*, 45, 40Г, 20, 20кп	8	20, 20кп, 35, 45	600...800	360 480 540	170...245
8.8	35*, 35Х, 38ХА, 45Г	10	35Х, 38ХА	800...1000	640	225...300
10.9	40Г2, 40Х, 30ХГСА	12	40Х, 30ХГСА	1000...1200	900	280...365
12.9 14.9	30ХГСА 40ХНМА	14	30ХГСА 40ХНМА	1200...1400 1400...1600	1080 1260	330...425 390 и св.

Примечания.

1. Класс прочности болтов обозначен двумя числами. Первое число, умноженное на 100, определяет минимальное значение σ_b , МПа, второе, деленное на 10, соответствует примерному значению σ_r/σ_b ; произведение чисел, умноженное на 10, дает σ_r , МПа (для класса прочности 3.6 значения приблизительные).

2. Класс прочности гаек обозначен числом, которое при умножении на 100 дает величину напряжения от испытательной нагрузки в МПа.

3. * Для болтов с диаметром резьбы до 16 мм включительно.

ответствующей детали машины, например массу автомобильного двигателя.

Стальные болты, винты, шпильки и гайки изготовляют 12 классов прочности.

Повышение прочности и значительное снижение массы резьбовых соединений достигаются при изготовлении крепежных резьбовых деталей из титановых сплавов. По сравнению со стальными масса их снижается примерно в два раза. Поэтому в самолетостроении и других отраслях промышленности, где снижение массы играет значительную роль, применение титановых сплавов имеет широкие перспективы. В технически обоснованных случаях крепежные резьбовые детали изготовляют также из сплавов цветных металлов.

При расчете болтов (винтов и шпилек) на статическую нагрузку допускаемые напряжения при растяжении значения $[\sigma_p]$ при неконтролируемой затяжке выбирают в зависимости от предела текучести материала σ_T (табл. 1.35, 1.36).

Для незатянутых болтов, нагруженных осевой силой:

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [n].$$

Допускаемый коэффициент запаса прочности принимают:
 $[n] = 1,5 \dots 2$ – для болтов из углеродистой стали; $[n] = 1,8 \dots 2,5$ – для болтов из легированной стали; большие значения $[n]$ принимают при недостаточно точном определении размера осевой силы;

для затянутых болтов (винты, шпильки):

$[n] = 1,5 \dots 2,2$ – для болтов из углеродистой стали; $[n] = 2 \dots 3$ – для болтов из легированной стали; эти значения $[n]$ принимают при контролируемой затяжке. Если затяжка не контролируется, то для $d \leq 30$ мм указанные значения $[n]$ следует увеличить в два раза, принимая $[n]_{\max}$ для болтов с резьбой $d \leq M12$.

$[\tau_{cp}] = 0,4\sigma_T$ – при постоянном нагружении стержня болта;

$[\tau_{cp}] = (0,25 \dots 0,30)\sigma_T$ – при переменном нагружении стержня болта;

$[\tau_{cp}] = 0,2\sigma_T$ – для стальной гайки;

$[\tau_{cp}] = 25 \dots 35$ МПа – для бронзовой гайки;

$[\sigma_{cm}] = (0,8 \dots 1,0)\sigma_T$ – для углеродистой стали;

$[\sigma_{cm}] = (0,6 \dots 0,8)\sigma_T$ – для легированной стали;

$[\sigma_{см}] = (0,6...0,8)\sigma_{в}$ – для чугуна.

Удельные давления:

$[q] = 1,0...2,0$ МПа – для бетона;

$[q] = 1,0...2,0$ МПа – для дерева;

$[q] = 4,5...6,0$ МПа – незакаленная сталь-чугун;

$[q] = 10,0...13,0$ МПа – закаленная сталь - антифрикционный чугун;

$[q] = 7,5...13,0$ МПа – сталь-сталь;

$[q] = 8,0...10,0$ МПа – незакаленная сталь - бронза;

$[q] = 10,0...13,0$ МПа – закаленная сталь - бронза.

Основным критерием работоспособности крепежных резьбовых соединений является прочность. Стандартные крепежные детали с резьбой сконструированы равнопрочными по следующим параметрам: по напряжениям среза и смятия в резьбе, напряжениям растяжения в нарезанной части стержня и в месте перехода стержня в головку. Поэтому для стандартных крепежных деталей в качестве главного критерия работоспособности принята прочность стержня на растяжение, и по ней ведут расчет болтов, винтов и шпилек. Расчет резьбы на прочность выполняют в качестве проверочного лишь для нестандартных деталей.

Как показали исследования, нагрузка между витками резьбы винта и гайки распределена в значительной степени неравномерно. Установлено, что в стандартной гайке с шестью витками на первый, наиболее нагруженный виток приходится $\approx 52\%$ об-

Т а б л и ц а 1.36

**Допускаемые напряжения на растяжение $[\sigma_p]$
стальных крепежных деталей**

Материал болта	Постоянная нагрузка		Переменная нагрузка	
	М6...М16	М16...М30	М6...М16	М16...М30
	при неконтролируемой затяжке			
Углеродистая сталь	$(0,2...0,25)\sigma_T$	$(0,25...0,4)\sigma_T$	$(0,08...0,12)\sigma_T$	$0,12\sigma_T$
Легированная сталь	$(0,15...0,2)\sigma_T$	$(0,2...0,3)\sigma_T$	$(0,1...0,15)\sigma_T$	$0,15\sigma_T$
	при контролируемой затяжке			
Углеродистая сталь	$[\sigma]_p \approx 0,6\sigma_T$			
Легированная сталь	$[\sigma]_p \approx (0,4\div 0,55)\sigma_T$			

щей осевой нагрузки, на второй – 25, на третий – 12, на четвертый – 6, на пятый – 3 и на шестой – 2%. Поэтому в гайке обычно не более 8 витков.

Однако действительный характер распределения нагрузки по виткам зависит от многих факторов, трудно поддающихся учету (неточности изготовления, степени износа резьбы, материала и конструкции гайки и болта и т. д.). Поэтому при расчете резьбы условно считают, что все витки нагружены одинаково, а неточность в расчете компенсируют значением допускаемого напряжения.

Условие прочности резьбового стержня на растяжение определяется зависимостью:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

отсюда расчетный диаметр болта:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi [\sigma_p]}},$$

где F – осевая сила, Н; σ_p – допускаемое напряжение на растяжение, МПа.

Условие прочности резьбового стержня на срез имеет вид:

$$\tau_{cp} = F/A_{cp} \leq [\tau]_{cp},$$

где F – осевая сила; A_{cp} – площадь среза витков нарезки; для винта $A_{cp} = \pi d_1 k H_r$, для гайки $A_{cp} = \pi D k H_r$. Здесь H_r – высота гайки; k – коэффициент, учитывающий ширину основания витков резьбы: для метрической резьбы для винта $k \approx 0,75$; для гайки $k \approx 0,88$; для трапецеидальной и упорной резьбы $k \approx 0,65$; для прямоугольной резьбы $k \approx 0,5$. Если винт и гайка из одного материала, то на срез проверяют только винт, так как $d_1 < D$.

Условие прочности резьбы на смятие имеет вид:

$$\sigma_{cm} = F/A_{cm} \leq [\sigma]_{cm},$$

где $A_{см}$ – условная площадь смятия (проекция площади контакта стержня с резьбой винта и гайки на плоскость, перпендикулярную оси): $A_{см} = \pi d_2 h z$, где πd_2 – длина одного витка по среднему диаметру; h – рабочая высота профиля резьбы; $z = H_r / p$ – число витков резьбы в гайке высотой H_r ; p – шаг резьбы.

1.7.4. Расчет болтовых соединений, нагруженных осевой силой

При расчете конструкции прилагаемые нагрузки и используемый материал для резьбового соединения обычно известны, а требуется установить номинальный диаметр d резьбы болта и (или) число болтов z .

Поэтому расчет болтового соединения заключается в определении по прочности требуемого диаметра резьбы или числа болтов.

Резьбовые соединения без предварительного напряжения затяжки, нагруженные только осевой силой, например болт для подвески грузовой скобы (рис. 1.36; а, б) или хвостовик грузового крюка (рис. 1.36, в), рассчитывают только на растяжение по формуле:

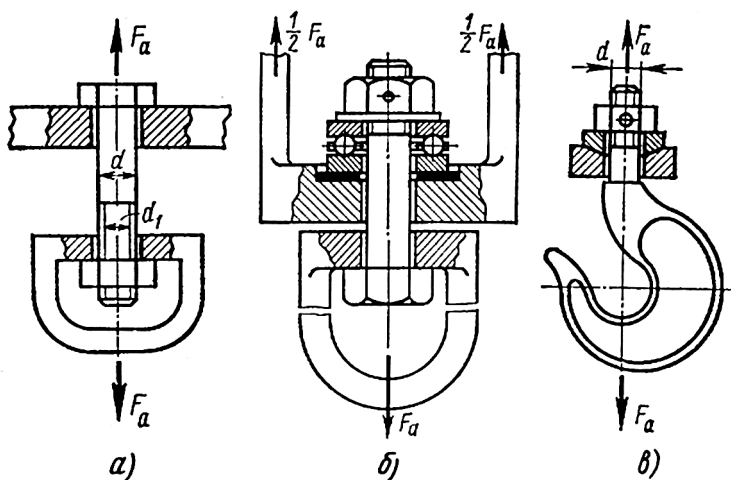


Рис. 1.36. Резьбовые соединения без предварительного напряжения затяжки

$$\sigma_p = \frac{F_a}{zS_p} = \frac{4F_a}{\pi z d_p^2} \leq [\sigma_p],$$

где F_a – осевая нагрузка, эквивалентная продольной силе; z – число болтов; $S_p = \frac{\pi d_p^2}{4}$ – расчетная площадь поперечного сечения болта.

Отсюда получаем (мм):

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_a}{\pi z [\sigma_p]}}.$$

Пример. Грузоподъемная сила крана (рис. 1.36, в): а) $G = 50$ кН; б) $G = 35$ кН. Определить диаметр нарезанной части хвостовика крюка, изготовленного из стали СтЗ.

Вычисление

Хвостовик крюка рассматривается как незатянутый болт, работающий на растяжение. Для стали СтЗ, $\sigma_T = 235 \dots 216$ МПа, принимаем $\sigma_T = 225$ МПа.

При расчете резьбовых соединений, применяемых в подъемном оборудовании, допускаемые значения коэффициента запаса прочности $[n] = 1,5 \dots 2$, рекомендованные для статических нагрузок в общем машиностроении, необходимо увеличить в два раза.

Принимая для резьбы крюка крана $[n] = 4$, получаем:

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [n] = 225 / 4 = 56,3 \text{ МПа.}$$

При $F_a = G$, $z = 1$ внутренний диаметр резьбы хвостовика (мм):

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_a}{\pi z [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1 \cdot 56,3}} = 33,6.$$

Принимаем $d = 39$ мм, $r = 4$ мм.
Получаем:

$$d_p \approx d + 0,9r = 0,9 \cdot 4 + 33,6 = 37,2 \text{ мм.}$$

1.7.4.1. Резьбовые крепежные соединения с предварительным напряжением затяжки

Затяжку болтов, нагруженных осевой силой, с предварительным напряжением затяжки, обеспечивающих нераскрытие стыка или герметичность соединения, например, крепление крышек резервуаров под давлением жидкости или газа, учитывают кроме $k_{зат}=1,3$ коэффициентом нагрузки K . Значение K зависит от многих факторов: характера нагрузки, материала и формы прокладок, шероховатости поверхности и числа поверхностей стыка, податливости болта – его деформировании под нагрузкой (с увеличением податливости болта и снижением податливости деталей уменьшается приращение нагрузки болта) и т. п. При практическом расчете таких соединений используют формулу:

$$\sigma_p = \frac{4k_{зат} KF_a}{\pi z d_p^2} \leq [\sigma_p],$$

принимая следующие значения коэффициента нагрузки K по условию нераскрытия стыка:

$K = 1,45 \dots 2,3$ при постоянной нагрузке;

$K = 2,7 \dots 4,3$ при переменной нагрузке;

$K = 1,5 \dots 2,8$ по условию герметичности соединения при мягкой прокладке (войлок, резина);

$K = 2,2 \dots 3,8$ при металлической фасонной прокладке;

$K = 3,2 \dots 5,3$ при металлической плоской прокладке.

Диаметр болта определяют при условии, что

$$d \geq 0,9p + d_p,$$

где

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4k_{зат} KF_a}{\pi z [\sigma_p]}}.$$

Пример. Крышка подшипника червячного редуктора крепится к корпусу шестью винтами (рис. 1.37). Подобрать винты из стали СтЗ, $[\sigma_p] = 115$ МПа, если $F_a = 4,5$ кН.

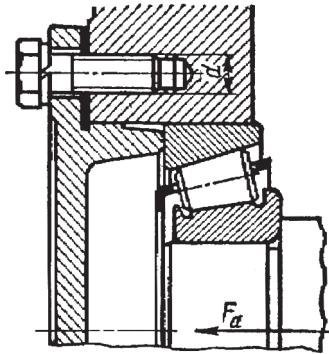


Рис. 1.37. Подшипниковый узел червячного редуктора

Вычисление.

Винты (болты), прикрепляющие крышку к корпусу подшипника, должны быть затянуты в процессе сборки для обеспечения герметичности подшипникового узла. Помимо усилия затяжки винты воспринимают осевую нагрузку F_a .

Между корпусом редуктора и крышкой подшипника устанавливаем прокладку из технического картона, при этом $K = 2,1$ для мягкой прокладки; для метрической резьбы $k_{зат} = 1,3$.

Расчет таких винтов ведем при условии, что $F_a = F_3$:

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4k_{зат}KF_a}{\pi z[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 2,1 \cdot 4,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 6 \cdot 115 \cdot 10^6}} = \sqrt{22,7 \cdot 10^{-6}} = 4,76 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Принимаем 6 мм (М6), с учетом риска разрушения винтов М6, при затяжке следует принять винты М8.

1.7.5. Резьбовые крепежные соединения, нагруженные поперечной силой

Резьбовые крепежные соединения, нагруженные поперечной силой, перпендикулярной оси болта, имеют две конструктивные разновидности:

а) болт, поставленный в отверстие с зазором (рис. 1.38, а) и затянутый так, чтобы сила трения, возникающая между поверхностями соприкасающихся деталей, обеспечила нормальную работу соединения без относительного смещения деталей.

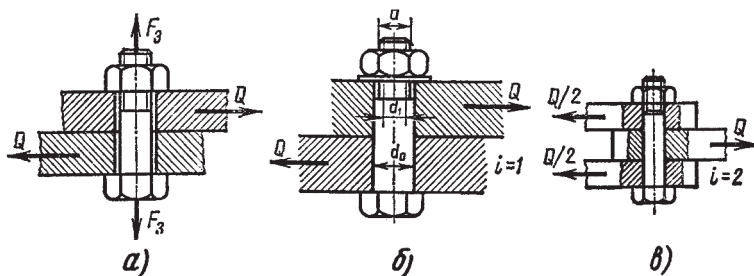


Рис. 1.38. Резьбовые крепежные соединения, нагруженные поперечной силой

В этом случае

$$F_f = fF_3 \geq Q \text{ или } fF_3 = KQ,$$

и, следовательно,

$$F_3 = KQ/f -$$

сила затяжки, где $K = 1,2 \dots 1,5$ – коэффициент запаса от взаимного сдвига деталей.

Такой болт работает на растяжение и кручение. Учитывая работу болта на кручение коэффициентом затяжки $k_{\text{зат}} = 1,3$, получаем следующую расчетную зависимость:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{k_{\text{зат}} F_3}{zS_p} = \frac{4k_{\text{зат}} KQ}{\pi f z d_p^2} \leq [\sigma_p],$$

где f – коэффициент трения между поверхностями соединяемых деталей.

Здесь расчетное напряжение обозначено $\sigma_{\text{экр}}$, так как оно учитывает совместное влияние нормальных напряжений от растяжения болта и касательных напряжений, возникающих при его кручении. Отсюда следует, что

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4k_{\text{зат}} KQ}{\pi z f [\sigma_p]}}.$$

б) болт, поставленный в отверстие без зазора (рис. 1.38; б, в), диаметр которого определяют из расчетов на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{nzS_0} = \frac{4Q}{\pi n z d_0^2} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

откуда

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi n z [\tau_{\text{ср}}]}},$$

и смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q}{zS_{\text{см}}} = \frac{Q}{z d_0 \delta_{\text{мин}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

откуда

$$d_0 \geq \frac{Q}{z \delta_{\text{мин}} [\sigma_{\text{см}}]},$$

где $S_0 = \pi d_0^2 / 4$ – площадь сечения стержня болта в том месте, где он подвергается срезу; $d_0 = d + (1 \dots 2)$ мм – диаметр ненарезанной части болта (рис. 1.38, б); d – номинальный диаметр резьбы болта; $\delta_{\text{мин}}$ – наименьшая толщина соединяемых деталей; n – число плоскостей среза (рис. 1.38; б, в); z – число болтов.

Пример. Чугунный, СЧ 15, $\sigma_{\text{вп}} = 153$ МПа, корпус подшипника, нагруженный силой $Q = 16$ кН, прикрепляется к станине четырьмя болтами (рис. 1.39), $\delta = 18$ мм. Подобрать болты из стали Ст3 ($\sigma_{\text{T}} = 225$ МПа) для двух случаев: болты поставлены с зазором; болты поставлены без зазора в отверстия из-под развертки.

Вычисление

Болты, соединяющие корпус подшипника со станиной, в рассматриваемом случае нагружены поперечной силой.

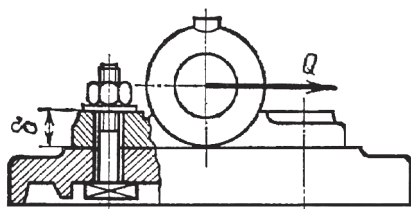


Рис. 1.39. Чугунный корпус и параметры для вычислений

Для болтов, поставленных в отверстия с зазорами, вычисляем допускаемое напряжение при растяжении. Принимая для стали Ст3 $\sigma_T = 225$ МПа и $[n] = 2$, получаем:

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [n] = 225 / 2 = 112,5 \text{ МПа.}$$

Принимаем $f = 0,14$. Коэффициент запаса от сдвига стыка $K = 1,2$; тогда при $z = 4$ получаем:

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4k_{\text{зат}}KQ}{\pi z f [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2 \cdot 16 \cdot 10^3}{\pi \cdot 4 \cdot 0,14 \cdot 112,5}} = \sqrt{505} = 22,45 \text{ мм.}$$

Принимаем $d = 27$ мм при $P = 3$ мм.

Для болтов, поставленных без зазора в отверстия из-под развертки, определяем диаметр d_0 из расчета на срез.

Принимая среднее значение допускаемого напряжения на срез

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,275 \sigma_T = 0,275 \cdot 225 = 61,9 \text{ МПа.}$$

Для расчета соединения на смятие для чугуна СЧ15 $\sigma_{\text{вр}} = 153$ МПа, и следовательно:

$$[\sigma_{\text{см}}] = (0,6 \dots 0,8) \sigma_{\text{вр}} = 0,7 \cdot 153 \approx 107 \text{ МПа.}$$

Из уравнения прочности на срез определяем диаметр стального болта:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi n z [\tau_{\text{ср}}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 16 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1 \cdot 4 \cdot 61,9}} = \sqrt{82,3} = 9,05 \text{ мм.}$$

Из уравнения прочности на смятие определяем диаметр стального болта:

$$d_0 \geq \frac{Q}{z \delta_{\min} [\sigma_{\text{см}}]} = \frac{16 \cdot 10^3}{4 \cdot 18 \cdot 107} = 2,07 \text{ мм.}$$

Т а б л и ц а 1.37

**Крепежные изделия с метрической резьбой.
Классы прочности по ГОСТ 1759-70**

Наименование крепежных изделий	Марка материала	Класс прочности или условное обозначение группы
Болты	Сталь 10кп ГОСТ 1050-74	4,8
	Сталь 35 ГОСТ 1050-74	5,6; 6,6; 8,8
	Сталь 12Х18Н9Т ГОСТ 5032-72	21
Винты	Сталь 10кп ГОСТ 1050-74	4,8
	Сталь 35 ГОСТ 1050-74	5,6; 8,8
	Л63 ГОСТ 15527-70	32
Винты установочные	Сталь 12х18Н9Т ГОСТ 5532-72	21
	Сталь 35 ГОСТ 1050-74	14Н; 22Н; 33Н
	Сталь 12Х18Н9Т ГОСТ 5632-72	21
Гайки	Сталь 10кп ГОСТ 1050-74	5
	Сталь 35 ГОСТ 1050-74	6; 8
	Л63 ГОСТ 15527-70	32
	Сталь 12Х18Н9Т ГОСТ 5632-72	21
Гайки низкие	Сталь 10кп ГОСТ 1050-74	04
	Л63 ГОСТ 15527-70	32
Заклепки	Сталь 10кп ГОСТ 1050-74	01
	Л63 ГОСТ 15527-70	32
	М3 ГОСТ 859-78	38
	АД1 ГОСТ 4784-74	37
Шайбы	Сталь 08кп ГОСТ 1050-74	01
	Сталь 35 ГОСТ 1050-74	05
	Сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 5632-72	21
	Л63 ГОСТ 15527-70	32
Штифты	Сталь 45 ГОСТ 1050-74	-
Шпильки	Сталь 10кп ГОСТ 1050-74	5,8
	Сталь 35 ГОСТ 1050-74	5,6; 6,6; 8,8
Шплинты	Сталь 10кп ГОСТ 1050-74.	0
Ушки для пружин	Сталь 10кп ГОСТ 1050-74	4,8
	Сталь 35 ГОСТ 1056-74	5,6
Примечание. В прямоугольных рамках указаны значения классов прочности (групп) предпочтительного применения.		

Следовательно, можно принять $d_0=9$ мм из расчета на срез; при этом номинальный диаметр резьбы болта $d=8$ мм (М8).

1.7.6. Технические условия на резьбовые крепежные изделия с метрической резьбой

Для характеристики **механических свойств резьбовых и крепежных деталей** предусмотрены классы и группы прочности в зависимости от материала и технологического процесса изготовления (табл. 1.37). Выбор материала зависит от эксплуатационных условий и технических требований, предъявляемых к конструкции машины или механизма.

Виды покрытий для резьбовых крепежных изделий выбирают в зависимости от материала, технологического процесса изготовления и эксплуатационных условий, предъявляемых к конструкции (табл. 1.38, 1.39).

Т а б л и ц а 1.38

Крепежные изделия с метрической резьбой. Виды покрытий

Вид покрытия	Обозначение покрытия	
	по ГОСТ 9.306-85	цифровое
Цинковое хромированное	Ц. хр	01
Кадмиевое, хромированное*	Кд. хр	02
Медно-никелевое, многослойное	М. Н	03
Окисное, пропитанное маслом	Хим. окс. прм.	05
Оловянное	О	07
Никелевое	Н	13

Примечания:
 1. Покрытия окисное, пропитанное маслом, является предпочтительными для применения.
 2. Крепежные изделия из коррозионностойких сталей и заклепки применяют, как правило, без покрытий.
 * Кадмиевое, хромированное покрытие применяется для изделий, предназначенных для эксплуатации в условиях тропического климата

Т а б л и ц а 1.39

Крепежные изделия с метрической резьбой. Толщина покрытия

Изделия с резьбой		Изделия без резьбы
шаг резьбы, мм	толщина, мкм	толщина, мкм
От 0,4 до 0,45	3	6-9
От 0,5 до 0,75	6	
От 0,8 до 5	9	

1.7.7. Нормы точности для резьбовых крепежных деталей

Отклонения – верхнее для болтов и нижнее для гаек – отсчитывается от номинального профиля резьбы перпендикулярно оси резьбы. Основные отклонения для резьбы болтов обозначают – h, g, e, d; для гаек – H, G.

Для диаметров болтов и гаек установлены следующие ряды допусков (степеней точности) (табл. 1.40).

Таблица 1.40

Крепежные изделия с метрической резьбой. Ряды допусков (степеней точности)

Диаметр	Степень точности
Болта, наружный	4, 6, 8
Болта, средний	4, 6, 7, 8, 9
Гайки, внутренний	5, 6, 7
Гайки, средний	4, 5, 6, 7

Таблица 1.41

Коэффициенты для расчета допусков

Степени точности	3	4	5	6	7	8	9
Коэффициент	0,5	0,63	0,8	1,0	1,25	1,6	2

Таблица 1.42

Крепежные детали с метрической резьбой. Поля допусков

Длина свинчивания	Класс точности	Отклонения				
		поля допусков гаек		поля допусков болтов		
		H	G	h	g	e
S (короткая)	Точный	4H	-	(3h4h)	-	-
	Средний	5H	(5G)	(5h6h)	(5g6g)	-
	Грубый	-	-	-	-	-
N (нормальная)	Точный	5H	-	4h	-	-
	Средний	6H	(6G)	6h	6g	6e
	Грубый	7H	7G	8h	8g	-
L (длинная)	Точный	6H	-	(5h4h)	-	-
	Средний	7H	7G	(7h6h)	(7g6g)	(7e6e)
	Грубый	8H	8G	-	(9g8g)	-

Примечания:

1. Поля допусков, заключенные в скобки, рекомендуется применять ограниченно.
2. При длинах свинчивания S применять класс точности «грубый» не рекомендуется.

За основу ряда допусков для всех диаметров резьбы принята 6-я степень точности. Ее рекомендуют для резьбы средней точности и при нормальной длине свинчивания.

Допуски для остальных степеней точности определяют умножением допуска 6-й степени точности на коэффициент (табл. 1.41).

В соответствии с требованиями, предъявляемыми к точности резьбового соединения, поля допусков болтов и гаек установлены в трех классах точности: точном, среднем и грубом (табл. 1.42).

Размеры резьбы после покрытия не должны выходить за пределы, определяемые ее профилем, и соответствовать основным отклонениям h , H .

Для стандартизованных полей допусков задаются предельные отклонения для резьбы болтов: верхнее – для наружного d , среднего d_2 и внутреннего d_1 диаметров; нижнее – для наружного d и среднего d_2 диаметров. Для внутреннего диаметра резьбы болта нижнее отклонение не регламентируется, но косвенно ограничивается формой впадины резьбы болта.

Поля допусков наружной и внутренней метрической резьбы для крепежных изделий и сопрягаемых отверстий устанавливаются по ГОСТ 16093-81: для наружной резьбы – 6g; для внутренней резьбы – 6H.

Неуказанные предельные отклонения размеров: H14,

$$h14, \pm \frac{t_s}{2}.$$

Неуказанные допуски формы и расположения – по ГОСТ 25069-81.

1.8. ШТИФТЫ И ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Штифты и штифтовые соединения состоят из деталей, соединяемых с применением штифтов.

Штифтовые соединения применяют для фиксации взаимного положения деталей (рис. 1.40; а, б, в, г), при передаче сравнительно небольших вращающих моментов (рис. 1.40; д, е). В качестве распространенного примера можно привести фиксацию двумя коническими штифтами взаимного положения корпуса и крышки редуктора (рис. 1.40, б), чем обеспечивается сохранение их взаимного положения при

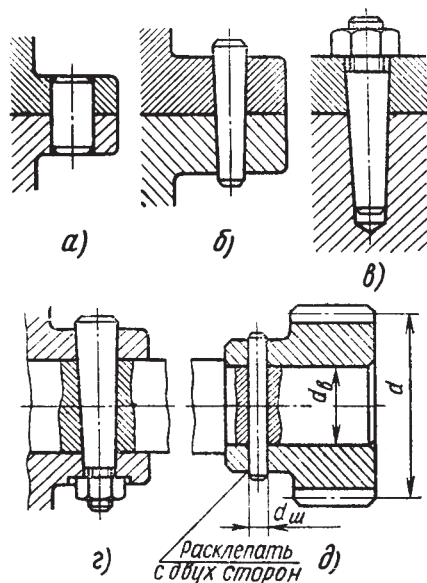


Рис. 1.40. Штифтовые соединения

совместной механической обработке, сборке и разборке редуктора.

Достоинства штифтовых соединений: их простота, технологичность и низкая стоимость. Недостаток некоторых штифтовых соединений – ослабление сечения вала отверстием и связанная с этим концентрация напряжений.

Основные типы стандартных штифтов представлены на рис. 1.40. Кроме приведенных конструкций имеется много других штифтов, которые находят применение в машиностроении. К ним относятся: конический и цилиндрический с насечкой на наружной поверхности, пружинный, штифты цилиндрические и конические с внутренней резьбой (резьба на штифтах служит либо для их закрепления, либо для извлечения из отверстия при разборке); штифты конические разводные, штифты цилиндрические закаленные и штифты цилиндрические заклепочные (эти штифты с канавками, и их применяют вместо гвоздей или шурупов и др.).

Цилиндрические штифты обычно ставят на рабочее место с гарантированным натягом $K7/m6$ или по переходной посад-

ке Н7/м6, а в движущихся соединениях – с расклепыванием концов (рис. 1.40, д).

Твердость незакаленных штифтов – не менее 145 НВ и закаленных – 58...62 HRC.

Конические штифты выполняют с конусностью 1:50, обеспечивающей их самоторможение. Обыкновенные конические штифты (рис. 1.40, б) ставят при сквозных отверстиях, когда их можно выбивать с противоположной стороны. При глухих отверстиях ставят конические штифты с резьбой для вытаскивания (рис. 1.40, в). Конические с резьбой на конце (рис. 1.40, г) и разводные штифты ставят в соединениях, испытывающих динамические нагрузки, толчки и удары, а также в соединениях, движущихся с большой скоростью. После установки разводных штифтов на рабочее место концы их слегка разводят.

Штифты изготавливают из стали Ст4, Ст5, Сталь 35, 40 и 45. Просечные штифты рекомендуются изготавливать из пружинной стали (сталь 65Г). При необходимости применяют штифты с термообработкой 45...65 HRC. Шероховатость посадочной поверхности $R_a = 0,8...0,4$ мкм. Для соединения пластмассовых деталей применяют штифты из пластмасс.

1.8.1. Расчет конического штифта на прочность

Диаметр установочного штифта принимают конструктивно. Диаметр крепежного штифта определяют из расчета штифта на срез.

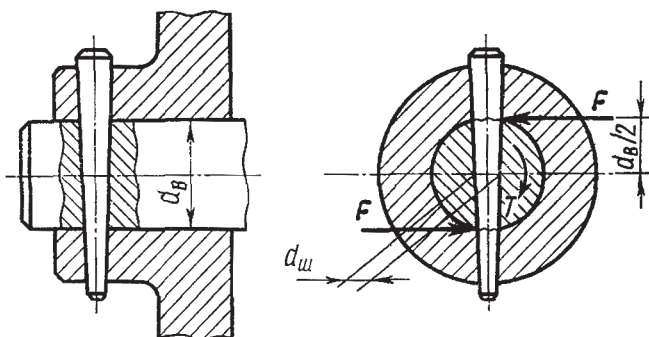


Рис. 1.41. Схема сил для расчета конического штифта

Средний диаметр штифта $d_{ш}$ определяют из условия прочности на срез по двум плоскостям среза (рис. 1.41):
площадь среза –

$$S_{ср} = 0,5\pi d_{ш}^2 = \frac{F}{[\tau]_{ср}};$$

окружное усилие –

$$F = \frac{2T}{d_{в}},$$

где T – вращающий момент.

Диаметр штифта:

$$d_{ш} = 1,13 \sqrt{\frac{F}{2[\tau_{ср}]}}.$$

При действии на штифт силы F , перпендикулярной его оси, условие прочности на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{2F}{\pi d^2} \leq [\tau_{ср}].$$

Допускаемое напряжение на срез для штифта, изготовленного из стали указанных марок, $[\tau_{ср}] = 35...75$ МПа; меньшие значения – при нагрузке с толчками и ударами.

1.8.2. Цилиндрический штифт-шпонка

Диаметральное сечение штифта проверяется на *срез*, боковая поверхность – на *смятие* (рис. 1.42).

Площадь смятия:

$$S_{см} = 0,5\alpha d_{ш};$$

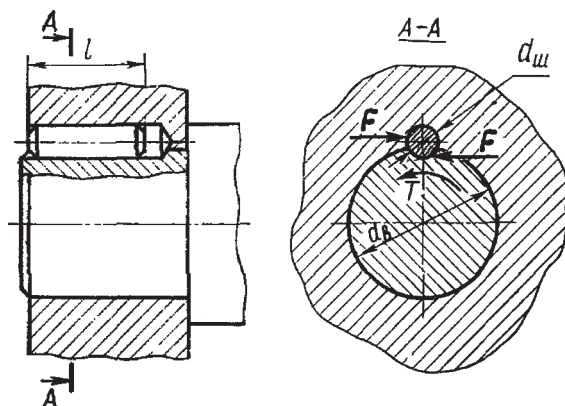


Рис. 1.42. Схема сил, действующих на цилиндрический штифт-шпонку
окружное усилие:

$$F = \frac{2T}{d_B};$$

прочность штифта на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4T}{d_B d_{\text{ш}}} \leq [\sigma_{\text{см}}];$$

площадь среза:

$$S_{\text{ср}} = \alpha d_{\text{ш}};$$

прочность штифта на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{d_B d_{\text{ш}}} \leq [\tau_{\text{ср}}];$$

момент, передаваемый соединением:

$$T \approx 0,5 D d [\tau_{\text{ср}}],$$

$$T \approx 0,2Dd[\sigma_{\text{CM}}].$$

Допускаемые напряжения в зависимости от прочности материалов вала и ступицы и от режима работы выбирают в пределах $[\sigma_{\text{CM}}] = 60 \dots 150$ МПа (меньшие значения выбирают для чугунных ступиц и при неравномерной и ударной нагрузке, а большие – для стальных ступиц).

1.8.3. Расчет цилиндрического штифта на прочность

Под действием сил F штифт испытывает напряжения среза (рис. 1.43).

Площадь среза:

$$S_{\text{ср}} = \frac{\pi d_{\text{ш}}^2}{4};$$

прочность штифта на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F}{\pi d_{\text{ш}}^2} \leq [\tau_{\text{ср}}]$$

диаметр штифта:

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{4F}{\pi [\tau_{\text{ср}}]}}.$$

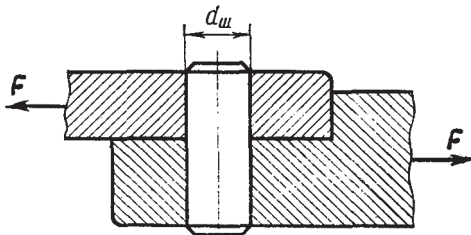
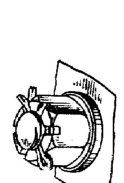
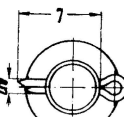
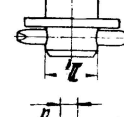


Рис. 1.43. Схема сил для расчета нагрузки на цилиндрический штифт

Таблица 1.43

Шплинты по ГОСТ 397-79

d_0^*		1	1,2	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10		
d	наибольший	0,9	1,0	1,4	1,8	2,3	2,9	3,7	4,6	5,9	7,5	9,5		
	наименьший	0,8	0,9	1,3	1,7	2,1	2,7	3,5	4,4	5,7	7,3	9,3		
L ₂	наибольший	1,6	2,5	2,5	2,5	2,5	3,2	4,0	4,0	4,0	4,0	6,3		
	наименьший	0,8	1,3	1,3	1,3	1,3	1,6	2,0	2,0	2,0	2,0	3,2		
L ₁		3,0	3,0	3,2	4,0	5,0	6,4	8,0	10,0	12,6	16,0	20,0		
D	наибольший	1,8	2,0	2,8	3,6	4,6	5,8	7,4	9,2	11,8	15,0	19,0		
	наименьший	1,6	1,7	2,4	3,2	4,0	5,1	6,5	8,0	10,3	13,1	16,6		
D ₁	болта	свыше		3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	20,0	27,0	39,0	56,0
		до		4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	20,0	27,0	39,0	56,0	80,0
	оси	свыше		3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	9,0	12,0	17,0	23,0	29,0	44,0
		до		4,0	5,0	6,0	8,0	9,0	12,0	17,0	23,0	29,0	44,0	69,0
L		8÷20	8÷25	8÷32	10÷40	12÷50	14÷63	16÷80	20÷112	20÷112	40÷112	45÷112		

Примечания: 1. * Условный диаметр шплинта равен диаметру отверстия под шплинт.

2. Размер L в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112

1.9. ШПЛИНТЫ

Шплинты (табл. 1.43) используют в основном как простейшее предохранительное устройство удержания деталей в рабочем положении (фиксируют положение осей от выпадания, гаек от отвертывания, положение колес на оси и т.д.). Шплинты не предназначены для передачи усилий или моментов. В некоторых случаях испытывают осевую нагрузку, которую компенсируют подбором диаметра шплинта.

Расчет на прочность:

$$d = 1,13\sqrt{0,5F / [\tau_{cp}]},$$

где F – сила, перпендикулярная оси шплинта; $[\tau_{cp}] = 35...75$ МПа.
Материал шплинта Ст3, Ст5.

1.10. ВИНТЫ ГРУЗОВЫЕ (РЫМ-БОЛТЫ) И ФУНДАМЕНТНЫЕ БОЛТЫ

Винты грузовые (рым-болты) (табл. 1.44) применяют для подъема и погрузки деталей и готовых изделий на транспортные средства, транспортировки и установки деталей на станки для их обработки, для перемещения деталей и сборочных единиц при сборке и ремонте.

Фундаментные болты служат для закрепления машин и механизмов на фундаменте, который воспринимает их вес и нагрузки, возникающие при их работе.

Фундаментные болты, которыми закрепляют машины небольшой и средней массы, устанавливают в углубления в бетонном основании и после выверки положения машины заливают в фундаментах бетоном (рис. 1.44, а). Для более надежного крепления концы этих болтов отгибают или делают петлей, куда затем помещают стержень, или раздваивают и т. п.

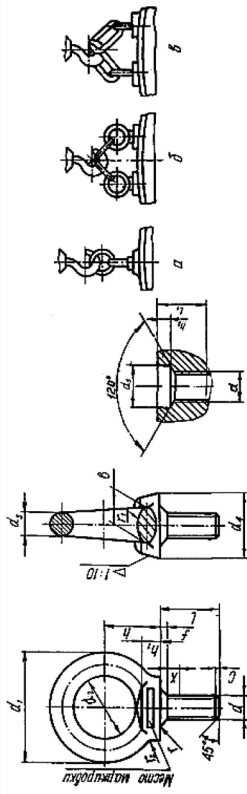
Для закрепления на фундаменте машины относительно большой массы, а также при действии на фундаментные болты больших динамических нагрузок применяют анкерные фундаментные болты, которые позволяют снять машину с фундамента без разрушения фундамента. Анкерный болт нижним концом соединяют с опорной плитой, предварительно заливаемой в фундамент и называемой анкерной. Наиболее распространен ан-

Таблица 1.44
Винты грузовые (рым-болты) и гнезда под них по ГОСТ 4751-73

d	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	h	h ₁	h ₂	ℓ	ℓ ₁	f	b	C	X	r	r ₁	r ₂	Грузоподъемность			Масса, кг
																		a	б	в	
M8	36	20	8	20	13	18	6	5	18	19	2	10	1,2	2,5	2	4	4	1,2	1,6	0,8	0,05
M10	45	25	10	25	15	22	8	6	21	22	2	12	1,5	3	2	5	4	2,0	2,5	1,25	0,12
M12	54	30	12	30	17	26	10	7	25	26	2	14	1,8	3,5	2	5	6	3,0	3,5	1,75	0,19
M16	63	35	14	35	22	30	12	8	32	33	2	16	2	4	2	6	6	5,5	5,0	2,5	0,31
M20	72	40	16	40	28	35	14	9	38	39	3	19	2,5	5	2	7	8	8,5	6,5	3,0	0,50
M24	90	50	20	50	32	45	16	10	45	47	3	24	3	6	3	9	12	12,5	10,0	5,0	0,87
M30	108	60	24	65	39	55	18	11	54	57	3	28	4	7	3	11	15	20,0	14,0	7,0	1,58
M36	126	70	28	75	46	65	22	12	64	65	4	32	4,5	8	4	12	18	30,0	20,0	10,0	2,43
M42	144	80	32	85	54	75	25	14	72	74	4	38	5	9	4	13	20	40,0	26,0	13,0	3,72

Примечание.

Материал – Сталь 20 ГОСТ 1050-74. Твердость – 105-149 НВ. Поле допуска резьбы – 8g.



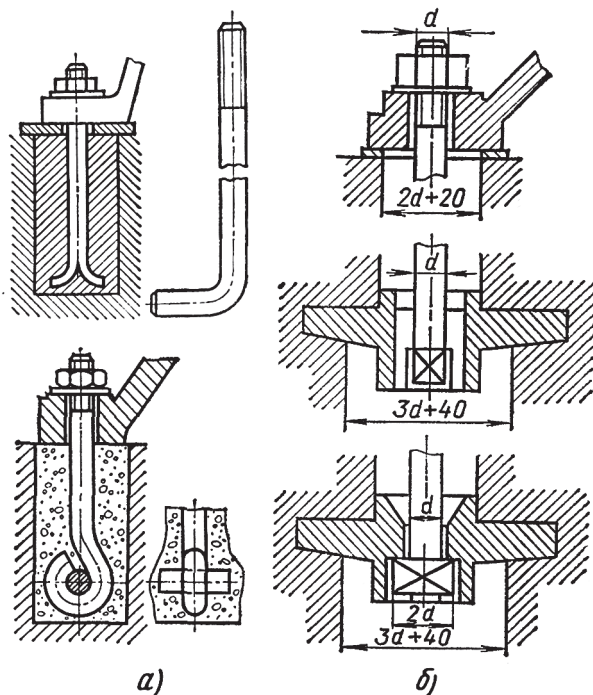


Рис. 1.44. Фундаментные болты:
 а – под заливку бетоном; б – анкерные

керный болт с молотковой (прямоугольной) головкой (рис. 1.44, б). Этот болт опускают в фундамент сверху; после прохода головки через прямоугольное отверстие анкерной плиты его поворачивают вокруг своей оси на 90° и этим закрепляют его в гнезде плиты, предназначенном для головки болта.

1.11. КЛИНОВЫЕ, ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1.11.1. Клиновые соединения

Клиновое разъемное соединение состоит из деталей, соединяемых посредством детали, имеющей форму клина. Клиновые соединения подразделяют на *установочные* (рис. 1.45, а),

предназначенные для регулирования и установки нужного взаимного положения деталей, и *силовые* (рис. 1.45, б), предназначенные для прочного скрепления деталей.

Силовые клиновые соединения бывают ненапряженные, которые не испытывают напряжений до приложения внешней силы F (рис. 1.45, а), и напряженные, в которых силой Q сообщают клину и соединяемым деталям предварительный натяг (рис. 1.45, б) для прочности соединения. При постоянном направлении нагрузки можно сообщать клину предварительный натяг только в охватываемой детали. Ненапряженные соединения применяют для восприятия постоянных односторонних нагрузок (фундаментные башмаки) (табл. 1.45), напряженные – при знакопеременных нагрузках (соединение штоков).

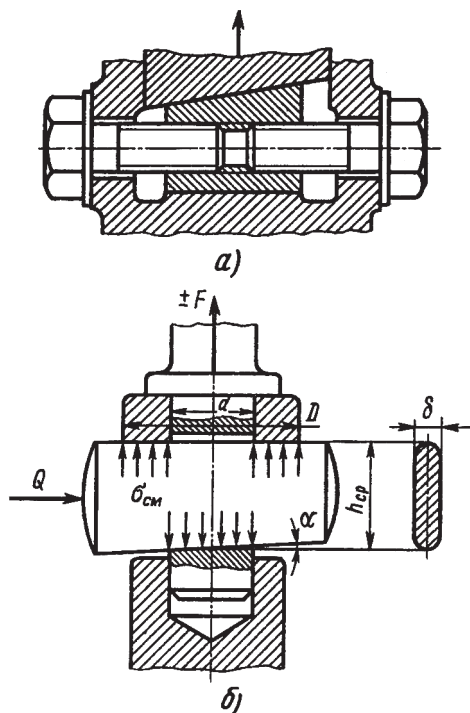
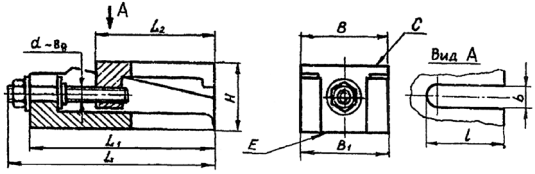


Рис. 1.45. Клиновые соединения и схема действующих сил в соединении

Т а б л и ц а 1.45

Опоры клиновые регулируемые



B	b	L	L ₁	L ₂	ℓ	H		Грузо-подъемность опоры*	Масса, кг
						наиб.	наим.		
110	28 32	240	220	140	95	85	80	до 2500	8,47
130	34	300	280	180	130	97	90	до 5000	15,21
140	52	375	350	240	180	108	100	до 7500	25,37

Примечания: 1. Материал опорных деталей - чугун или сталь.
 2. * грузоподъемность указана для возможности регулировки винтом.
 3. Допуск параллельности поверхности С относительно поверхности Е – не более 0,1 мм.
 4. Взаимное прилегание поверхностей основания и клина должно быть равномерным.

Для надежности самоторможения клиньев уклон $i = \operatorname{tg} \alpha$ в силовых клиновых соединениях обычно принимают равным 1:100, или 1:40, или 1:30. Установочные клинья выполняют с уклонами 1:10, 1:6, 1:4. При уклонах, меньших 1:25, и при действии на клиновое соединение постоянной нагрузки (без вибраций) клин надежно удерживается в рабочем положении силами трения. В остальных случаях клинья закрепляют специальными замками (рис. 1.45, а). Иногда пользуются клином без скоса, называемым чекой. Так, например, чека применяется в фундаментном болте, где она заменяет головку болта.

Крепежные клинья обычно выполняют из стали Ст4, Ст5, Сталь 35, 40, 45.

1.11.2. Шпоночные соединения

Призматические шпонки для неподвижных соединений ступиц с валами различают (рис. 1.46) обыкновенные и высокие со скругленными или плоскими концами.

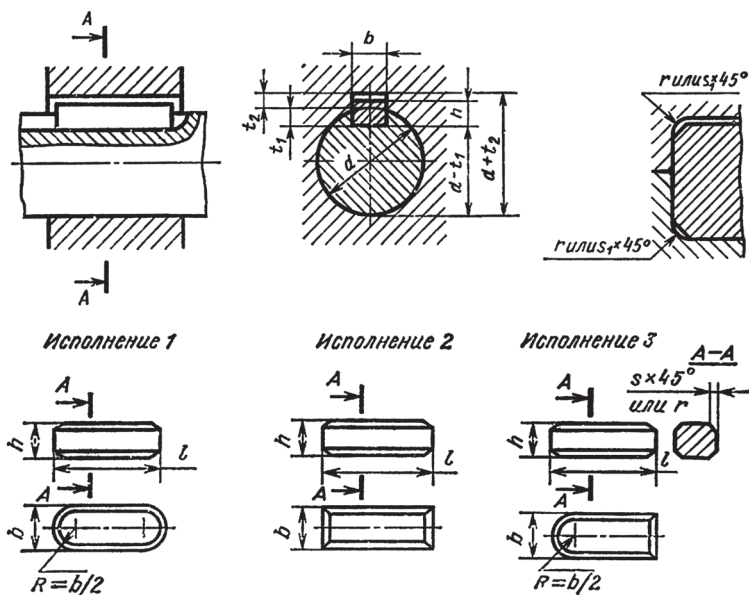


Рис. 1.46. Регламентированные размеры (в мм) соединения призматических шпонок и пазов

Призматическая обыкновенная шпонка, находящаяся в пазу вала (рис.1.46), называется *врезной*. Примерно половина высоты шпонки расположена в пазу вала и половина – в пазу ступицы. Рабочими гранями призматических шпонок служат их боковые, более узкие грани. Для упрощения и облегчения сборки шпоночных соединений между обыкновенной или направляющей шпонкой и ступицей (рис.1.46), а также между скользящей шпонкой и валом (рис.1.47, а) предусматривают радиальный зазор (по высоте шпонки).

Направляющие шпонки прикрепляют к валу винтами, они применяются в тех случаях, когда ступицы имеют возможность перемещаться вдоль валов (рис. 1.47, а).

Направляющие скользящие сборные шпонки (рис. 1.47, б), перемещающиеся вдоль вала вместе со ступицами, применяются вместо направляющих шпонок в тех случаях, когда требуются большие перемещения ступиц. Скользящие шпонки соединяют со ступицей выступом цилиндрической формы.

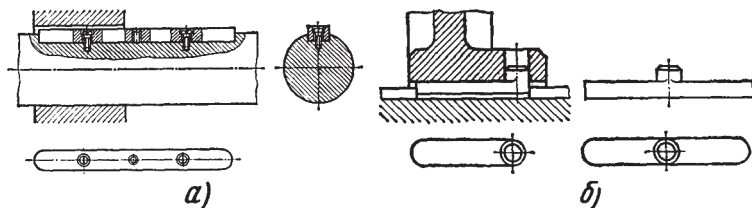


Рис. 1.47. Призматические направляющие (а) и скользящие (б) шпонки

Шпонки установочные, привертные и закладные (рис. 1.48; а, г), применяя для сохранения установки приспособлений и съемных деталей или сборочных единиц, а также для восприятия сдвигающих нагрузок.

Наиболее распространены призматические обыкновенные шпонки, так как по сравнению с клиновыми шпонками они обеспечивают большую точность посадок ступиц на валах, а по сравнению с сегментными шпонками они врезаются в вал на меньшую глубину и, следовательно, в меньшей степени снижают прочность валов.

Материал для изготовления шпонок – конструкционная углеродистая сталь с пределом прочности не ниже 600 Н/мм² марок Ст6, Сталь 45, Сталь 50 или другая сталь с таким же пределом прочности. Легированную сталь применяют редко.

Размеры сечения призматической шпонки $b \times h$ принимают в зависимости от диаметра вала. Длину шпонки l выбирают по длине ступицы, но на 5-10 мм меньше ее длины или длины перемещения.

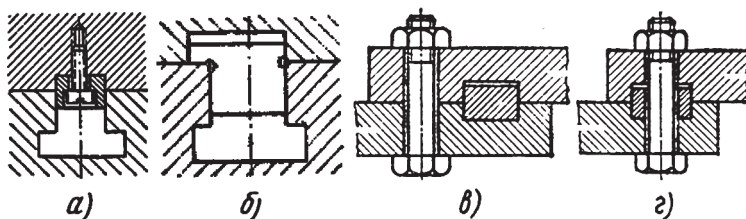


Рис. 1.48. Призматические шпонки установочные:
 а – с креплением на валу; б – скользящие сборные;
 в – установочные; г – закладные

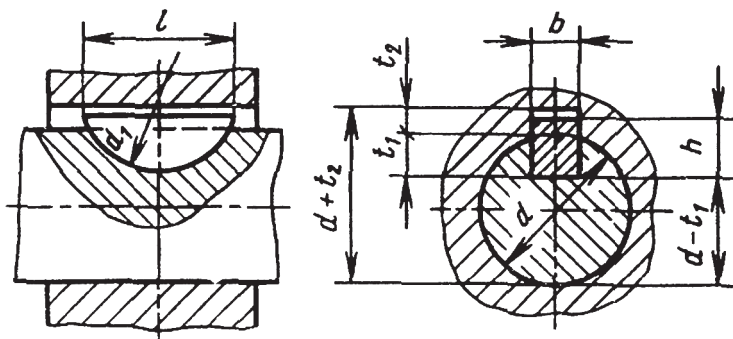


Рис. 1.49. Регламентированные размеры (в мм) соединения сегментных шпонок и пазов

Сегментные шпонки (рис. 1.49) выполняют в виде сегмента, что делает их наиболее технологичными вследствие простоты фрезерования шпоночного паза, а также удобства сборки соединений. Однако относительно большая глубина шпоночного паза уменьшает прочность вала, что вызывает необходимость применять эти шпонки для передачи небольших моментов.

Сегментные шпонки работают так же, как и призматические, но применяют их только для неподвижных соединений. Крутящий момент передается через боковые грани шпонок и

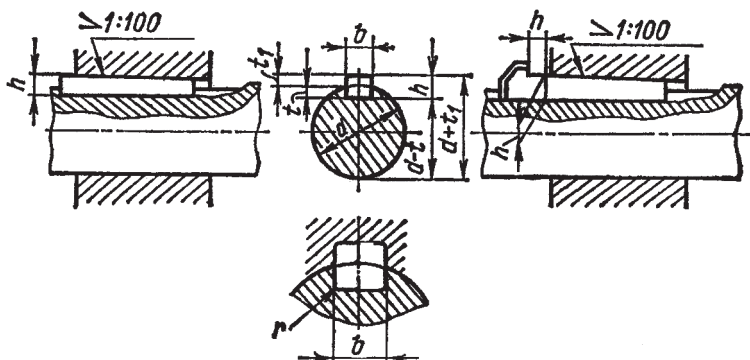


Рис. 1.50. Регламентированные размеры (в мм) соединения клиновых шпонок и пазов

пазов. Основным преимуществом соединений с сегментными шпонками является простота и дешевизна изготовления шпонок и шпоночных пазов.

Клиновые забивные шпонки (рис. 1.50) выполняют с плоскими торцами либо один торец делают плоским, а другой – скругленным. Клиновая шпонка имеет уклон верхней грани 1:100 и монтируется между валом и деталью ударами молотка (забивная шпонка) или затягивается насаживаемой на вал деталью (закладная шпонка), что и обеспечивает напряженность соединения. Клиновые шпонки в отличие от призматических и сегментных создают в соединении напряженное состояние.

Рабочими поверхностями клиновых шпонок являются верхняя и нижняя широкие грани (между боковыми узкими гранями и канавкой в ступице имеется зазор – это нерабочие грани).

Клиновые шпоночные соединения бывают врезные, на лыске и фрикционные.

Для врезных шпонок на вал выполняется паз в виде плоской канавки, а в детали (втулке) прорезается канавка с уклоном 1:100. Для шпонок на лыске (рис. 1.51, а) канавка с уклоном 1:100 выполняется только в ступице детали, а на валу делается плоский срез – «лыска». При установке фрикционных шпонок канавку с уклоном 1:100 выполняют только в детали, вал не обрабатывают, а поверхность шпонки, прилегающую к валу, выполняют углубленной по радиусу вала (рис. 1.51, б). Такое соединение позволяет установить колесо в любом месте вала, облегчая регулировку и не ослабляя шпоночной канавкой вал.

Тангенциальные шпонки (рис. 1.52), как и клиновые, создают натяг между валом и ступицей. От клиновых они отличаются тем, что создают натяг не в радиальном, а в касатель-

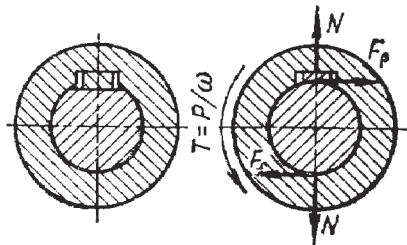


Рис. 1.51. Клиновые забивные шпонки:
а – на лыске; б – фрикционные

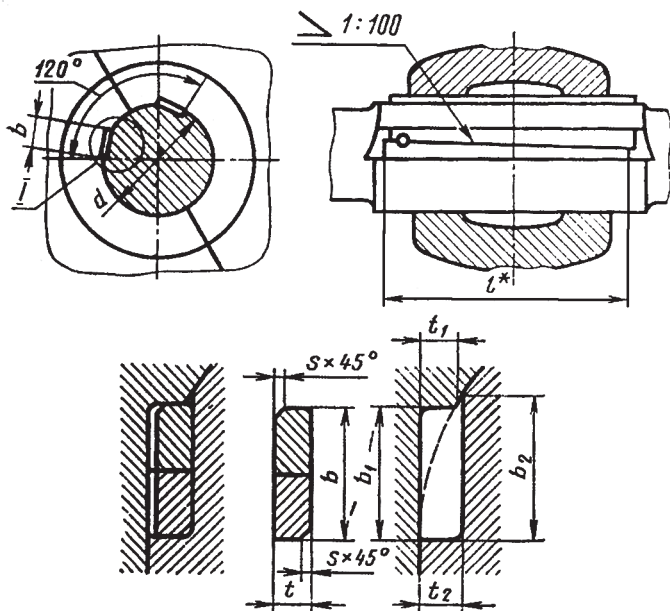


Рис. 1.52. Регламентированные размеры (в мм) соединения тангенциальных шпонок и пазов

ном к валу направлении. Поэтому для передачи вращающего момента в противоположных направлениях приходится уста-

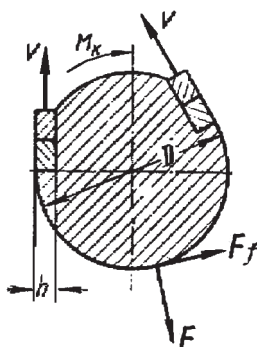


Рис. 1.53. Нагрузки в шпоночном соединении с тангенциальными шпонками

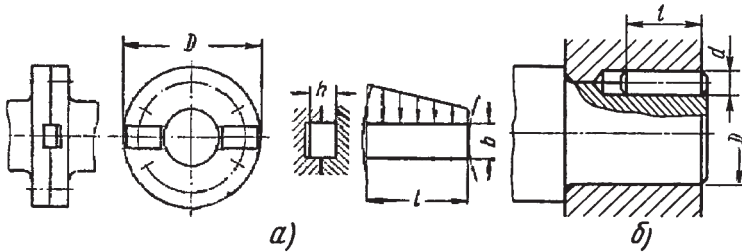


Рис. 1.54. Торцовая (а) и цилиндрическая (б) шпонки

навливать не одну, а две шпонки под углом $120\dots135^\circ$ относительно друг друга.

Тангенциальная шпонка состоит из двух односкосных клиньев с уклоном $1:100$, создаваемых на узкой стороне и устанавливаемых встречно на валах с диаметром шейки свыше 60 мм.

Когда передача работает с сильными ударами или когда направление вращения часто меняется, рекомендуют применять шпонку большего сечения.

Шпонки работают на сжатие. Расчет таких шпонок ведут при нагрузке на одну шпонку, так как каждая шпонка работает для передачи вращающего момента только в одну сторону (рис. 1.53).

Торцовые (а) и цилиндрические (б) шпонки (рис. 1.54) изготавливают из холодноотянутой стали 40 , 45 и 50 . Легированные стали применяют для специальных шпонок.

1.11.3. Шлицевые соединения

Шлицевые соединения (рис. 1.55) широко применяют в машиностроении для соединения деталей. Шлицевые соединения представляют собой многошпоночные соединения, у которых шпонки, называемые шлицами или зубьями, выполнены за одно целое с валом. Шлицевые соединения могут быть подвижными и неподвижными.

По сравнению со шпоночными такие соединения имеют следующие преимущества:

- при шлицевом соединении достигается более точное центрирование детали по валу;
- вал почти не ослаблен, особенно при большом количестве шлицев, когда впадины можно сделать неглубокими;

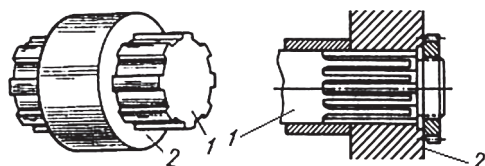


Рис. 1.55. Шлицевое соединение:
1 – вал; 2 – ступица

- обеспечивают хорошее центрирование деталей на валу;
- передают большие мощности по сравнению со шпоночными соединениями.

В зависимости от формы зубьев различают прямобочные, эвольвентные и треугольные шлицевые соединения (рис. 1.56).

Прямобочные шлицевые соединения (рис. 1.56; а, б, в) применяют с центрированием по наружному диаметру D , с центрированием по внутреннему диаметру d , с центрированием по боковым сторонам зубьев.

В тех случаях, когда точность центрирования не имеет существенного значения, и в то же время необходимо обеспечить достаточную прочность соединения, применяют центрирование по боковым сторонам шлицев (карданное сочлене-

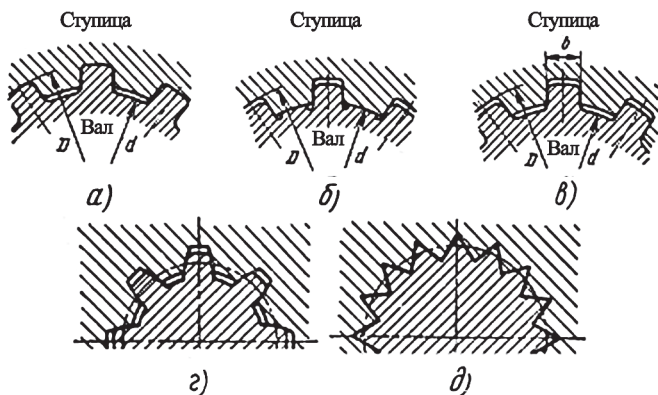


Рис. 1.56. Шлицевые соединения:

- а – прямобочное с центрированием по наружному диаметру D ;
б – прямобочное с центрированием по внутреннему диаметру d ;
в – прямобочное с центрированием по боковым сторонам зубьев b ;
г – эвольвентное; д – треугольное

ние в автомобилях). Если в механизмах необходимо осуществить кинематическую точность (станки, автомобили и др.), применяют центрирование по одному из диаметров.

Центрирование по наружному диаметру, как более экономичное, применяют для термически необработанных охватывающих деталей, а также для таких деталей, у которых твердость после термической обработки допускает калибрование протяжкой.

Если твердость охватываемой детали не позволяет производить калибрование, если необходимо обеспечить высокую точность центрирования термически обработанных деталей, то в единичном и мелкосерийном производстве, в том числе при ремонте, применяют центрирование по внутреннему диаметру.

Шлицевые соединения с эвольвентными зубьями (рис. 1.56, г) выполняют с центрированием по боковым поверхностям зубьев и реже по наружному диаметру; допускается применять центрирование по внутреннему диаметру (рис. 1.57). При центрировании по боковым поверхностям зубьев и при плоской форме дна впадины высота зубьев вала и втулки равна модулю, т. е. $h = H = m$, а рабочая высота профиля (с учетом зазоров и фасок) приблизительно равна $0,8 m$. Эвольвентные зубья, как и прямобочные, можно применять в подвижных и неподвижных соединениях.

Шлицевые треугольные соединения (рис. 1.56, д) применяются, главным образом, для неподвижных соединений при передаче небольших крутящих моментов. Чаще всего употребляются с целью избежания прессовых посадок, а также в тонкостенных втулках.

Основные параметры соединений этого типа: число зубьев – от 20 до 70; модуль – от 0,2 до 1,5 мм; угол впадин вала – 90, 72 и 60°.

Наибольшее распространение получили треугольные шлицевые соединения с углом впадин зуба на валу 90°, с числом зубьев 36 и 48. Центрирование – только по боковым сторонам зубьев (рис. 1.58).

Наиболее технологичным является центрирование по наружному диаметру вала, применяемое при невысокой твердости внутренней поверхности ступицы ($HB < 350$).

Теоретические диаметры по вершинам профиля – наружный D_1 и внутренний D_2 – служат для вычисления размеров

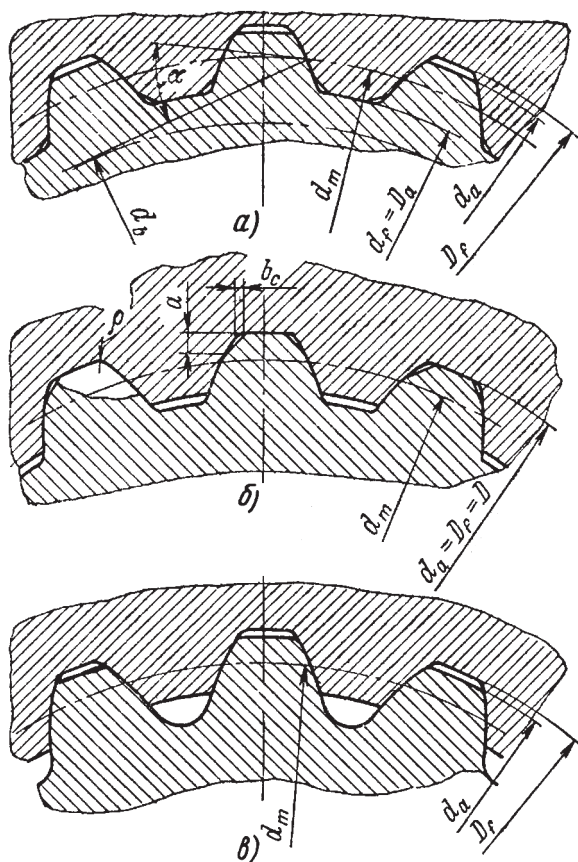


Рис. 1.57. Центрирование шлицевого соединения с эвольвентными зубьями:

а и б – по внутреннему и по наружному диаметру; в – по боковым сторонам

по проволочкам для вала и отверстия и размеров инструмента (протяжек, фрез и калибров).

Размеры по проволочкам, подсчитанные по этим диаметрам, дают в соединении вала и отверстия нулевой зазор.

Допускается нарезка зубьев вала червячной фрезой; при этом боковые поверхности зубьев имеют эвольвентный профиль, который, благодаря малой высоте зубьев и большому

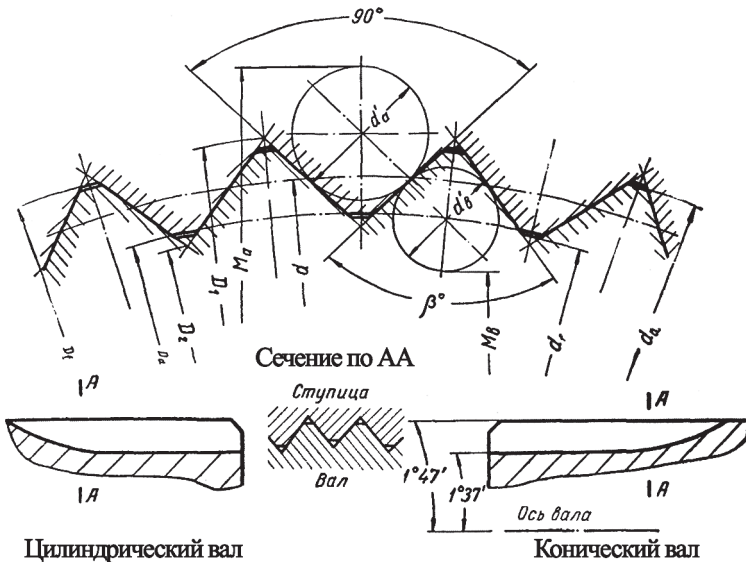


Рис. 1.58. Профиль треугольных шлицевых соединений

углу зацепления, незначительно отличается от прямого профиля, и разница эта в расчет не принимается.

Для конических соединений за номинальные размеры принимаются размеры вала с конусностью 1:16 в начале выхода фрезы (рис. 1.58, сечение А-А). Угол дна впадины и наклон фрезы $1^{\circ}37'$.

1.11.4. Соединения с квадратным валом

Эти разновидности профильного соединения применяются для посадки маховичков, рукояток, педалей и т. п.

Квадраты для инструмента стандартизованы по ГОСТ 9523-84.

Недостатки соединения с квадратным валом: трудность точного изготовления отверстия во втулке (рис. 1.59, а), наличие входящих углов, создающих высокую концентрацию напряжений, и плохое центрирование втулки на валу; достоинства: простота изготовления вала и возможность захвата конца вала обычным гаечным ключом.

Конструктивно принимают $b = 0,75d$, $l = 1,5 \div 2,0d$.

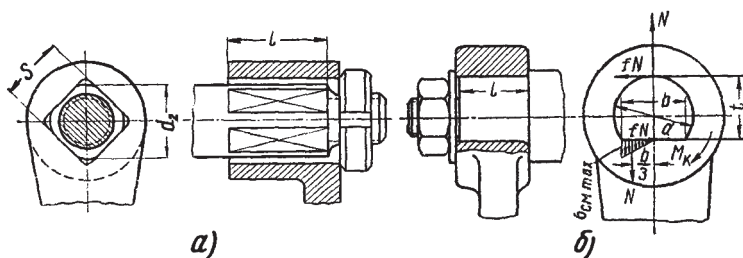


Рис. 1.59. Соединения с квадратным валом (а) и с круглым валом с лыской (б)

Посадки в зависимости от условий работы: $\frac{H8}{e8}$ или $\frac{H11}{d11}$.

Концы валов с круглым профилем с одной лыской лучше центрируют втулку на валу, чем при соединении с квадратным профилем (рис. 1.59, б).

Глава 2

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

2.1.1. Основные виды зубчатых передач

Зубчатые передачи используют для изменения частоты и направления вращения при передаче зубчатыми колесами движения от ведущего к ведомому валу, которые могут быть взаимно расположены параллельно и под углом.

В машинах находят широкое применение зубчатые передачи, приведенные на рис. 2.1.

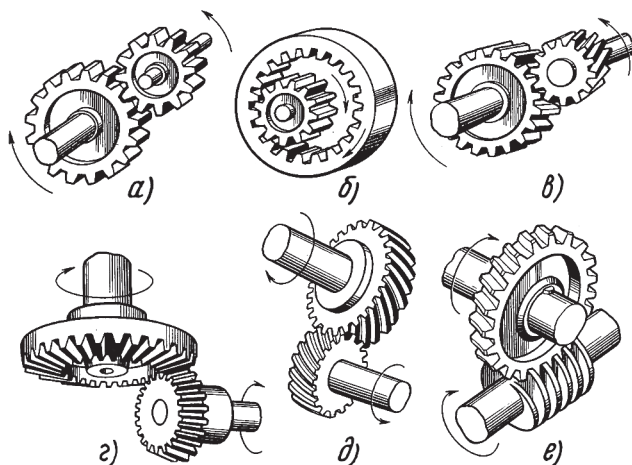


Рис. 2.1. Зубчатые передачи для вращательных движений

Зубчатые колеса, зубья которых расположены параллельно оси вращения, называются прямозубыми цилиндрическими и могут быть наружного (рис. 2.1, а) и внутреннего (рис. 2.1, б) зацепления.

У косозубых зубчатых колес (рис. 2.1, в) зубья расположены под углом к оси вращения, благодаря чему увеличивается длина контакта между зубьями.

Конические зубчатые колеса (рис. 2.1, г) соединяют валы передачи, расположенные под углом. Величина угла зацепления может быть $90^\circ < \varphi \leq 90^\circ$, пределы угла поворота ограничиваются конструкцией передачи. Конические колеса выполняются с прямыми или криволинейными зубьями.

Винтовые (рис. 2.1, д) и червячные (рис. 2.1, е) передачи соединяют валы с перекрещивающимися осями. Червяки с прямолинейным профилем в нормальном сечении называются эвольвентными. Червяки с прямолинейным профилем в осевом сечении называются архимедовыми. Последние нашли более широкое распространение в машиностроении.

Зубчатые передачи бывают: открытые, не имеющие защитного кожуха и масляной ванны; полуоткрытые, имеющие защитный кожух; закрытые, имеющие корпус с крышкой, хорошо изолирующие передачу от внешней среды, с картером для масляной ванны (редукторы, коробки скоростей и т.п.); по окружной скорости: тихоходные ($v_{\max} = 3 \dots 4$ м/с), среднескоростные ($4 \text{ м/с} \leq v \leq 15 \text{ м/с}$), высокоскоростные ($v \geq 15 \text{ м/с}$).

2.1.2. Геометрия зубчатого зацепления

Зубчатые колеса передачи, которые находятся в зацеплении, передают вращение от одного вала к другому.

В машиностроении нашло распространение эвольвентное зацепление зубчатых колес.

В зацеплении зубчатых колес колесо меньшего диаметра принято называть шестерней, а большее – колесом.

В зацеплении зубчатых колес различают делительные (начальные) окружности d_1 и d_2 (рис. 2.2, б), по которым перекалываются зубчатые колеса (рис. 2.2). Особенность делительных окружностей состоит в том, что они находятся на таком расстоянии от осей вращения, при котором пересекаемые этими окружностями зубья и впадины между зубьями имеют одинаковую величину, которые вместе образуют шаг зацепления –

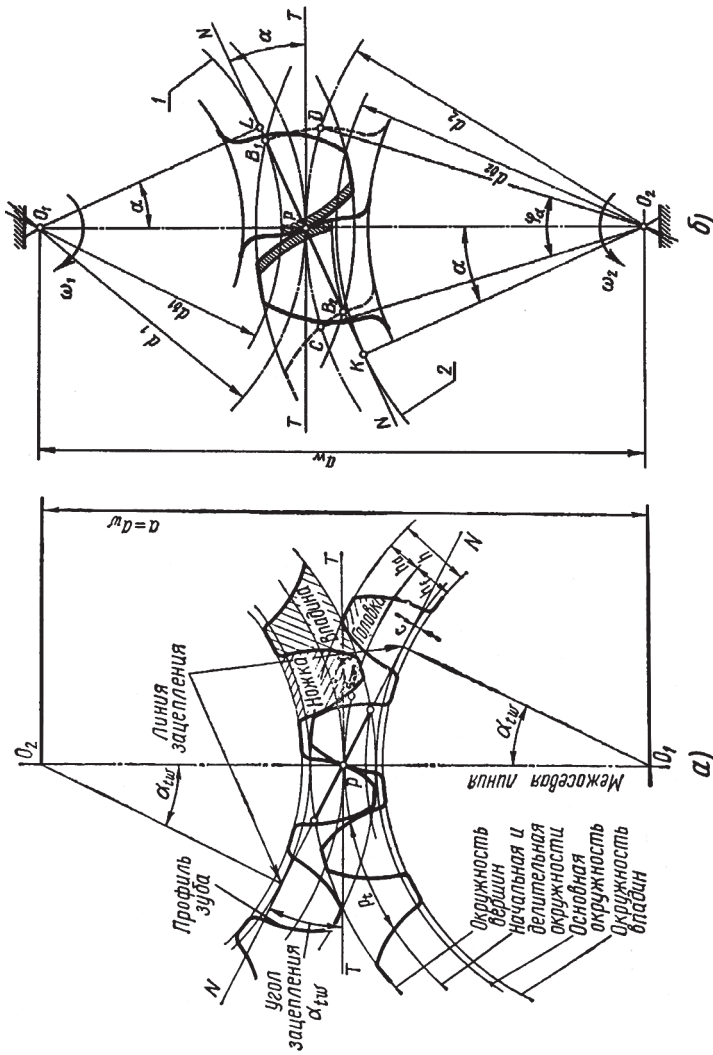


Рис. 2.2. Основные элементы зацепления зубчатых колес

r_f . Это важно для зацепления зубчатых колес разного диаметра. При этом делительная окружность делит зуб на головку h_a и ножку h_f зуба (рис. 2.2, а). Шаг, измеренный как часть делительной окружности, называется окружным шагом зубьев p_f , или по хорде делительной окружности – нормальным шагом зубьев – p_n .

Линейная величина, в π раз меньшая окружного шага зубьев, называется окружным модулем зубьев m_f , а линейная величина, в π раз меньшая нормального шага зубьев, называется нормальным модулем зубьев m_n . Таким образом, $m_f = p_f/\pi$ и $m_n = p_n/\pi$.

Так как делительная поверхность зубчатых колес и соответствующая ей делительная окружность являются базовыми при определении размеров зубьев, то размеры зубьев цилиндрических прямозубых колес вычисляют по делительному нормальному модулю, который называется *расчетным модулем зубчатого колеса* или просто *модулем m* .

Диаметр делительной окружности прямозубых колес измеряют линейной величиной (в мм), приходящейся на один зуб зубчатого колеса, называемой модулем – m .

Модуль m – основная характеристика размеров зубчатых и червячных колес.

Форма контура поверхностей зубьев может быть различной. Известно зацепление колес с зубьями треугольной формы, зацепление колес с зубьями с плоскими гранями и цевочное зацепление. У цевочного зацепления одно колесо имеет

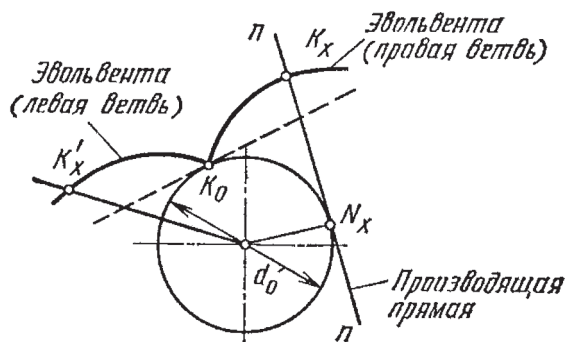


Рис. 2.3. Образование эвольвентного контура зубьев в нормальном сечении

цилиндрические зубья в радиальном направлении, а второе колесо имеет зубья в виде цилиндров, которые расположены в осевом направлении на поверхности зубчатого колеса и др. Однако в процессе работы износ зубьев показал, что он формирует поверхность в зоне контакта зубьев, отличающуюся от первоначальной формы, которая может быть описана различными кривыми. Наиболее удобной для реализации была выбрана кривая, называемая эвольвентой.

Эвольвента K_0K_x , которой образуется профиль зуба, начинается в точке K_0 касания головки зуба смежного зубчатого колеса с основной окружностью диаметром d_0 (рис. 2.3). Пунктирная линия является исходным положением производящей прямой П-П. При качении производящей прямой линии П-П по основной окружности диаметра d_0 без скольжения любая точка на ее противоположном конце перемещается по траектории эвольвенты. Таким образом при качении производящей прямой линии П-П из точки K_0 до точки N_x образуется линия зацепления по эвольвенте от точки K_0 до точки K_x . Если линия зацепления N-N является общей касательной в точках K и L (рис. 2.2, б) к двум основным окружностям 1 и 2 зубчатых колес, которые находятся в зацеплении, то отрезок B_1B_2 между точками пересечения линии зацепления и окружностями вершин зубьев колес является активной частью линии зацепления (активные участки профилей поверхности зубьев заштрихованы) или длиной зацепления – g_a .

Точка P касания делительных (начальных) окружностей на пересечении с межосевой линией называется полюсом зацепления. Общая касательная T-T к делительным окружностям, проходящая через полюс P, образует с линией зацепления N-N угол, называемый углом зацепления α . Угол зацепления для эвольвентного зацепления $\alpha = 20^\circ$.

Угол поворота зубчатого колеса передачи от положения входа зуба в зацепление до выхода его из зацепления называется углом перекрытия φ_α .

Величина диаметра основной окружности влияет на кривизну эвольвенты. Чем больше диаметр основной окружности, тем более пологая эвольвента и, в конечном счете, при $d_0 = \infty$ принимает форму прямой линии. Поэтому в реечном зацеплении профиль зуба рейки прямолинейный. Другое свойство заключается в том, что эвольвентный профиль зубьев обеспечивает линейный контакт в зацеплении зубьев.

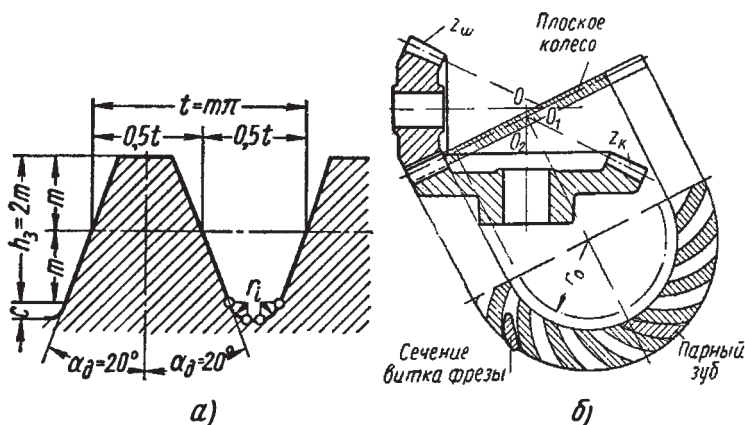


Рис. 2.4. Производящие контуры:

- а – рейка – для цилиндрических зубчатых колес;
 б – плоское колесо – для конических зубчатых колес

На принципе обкатывания производящей прямой основан метод нарезания одной рейкой разных по размерам зубчатых колес, имеющих одинаковые параметры зацепления. Для этого на рейке формируется исходный контур, который при обкатывании переносится на зубчатые цилиндрические прямозубые и косозубые колеса вместе с образованием эвольвентной поверхности на зубьях (рис. 2.4, а). Параметры зацепления: расстояние от головки зуба до делительной прямой и от делительной прямой до ножки зуба равно модулю (m); шаг зацепления, определяемый между одноименными профилями двух смежных зубьев шестерни по делительной прямой – $t = m\pi$, при этом толщина зуба и размер впадины равны – $t/2$. Угол зацепления $\alpha_\beta = 20^\circ$, c – зазор и r_1 – радиус закругления.

Для конических колес под исходным контуром подразумевается контур зубьев плоского колеса в нормальном к направлению зубьев сечении (рис. 2.4, б). На этом колесе формируется исходный контур, который переносится при обкатывании на заготовку и, так же как рейка, определяет форму и размеры зубьев нарезаемых конических колес. Исходный контур плоского колеса формируется в пространстве взаимным расположением заготовки и инструмента и кинематикой металлорежущего станка, предназначенного для нарезания конических колес.

2.1.3. Влияние числа зубьев на форму и прочность зуба

Для уменьшения габаритов зубчатой передачи стараются применять шестерни с возможно меньшим числом зубьев (рис. 2.5, в).

Замечено также, что при нарезании зубьев методом обкатки с уменьшением числа зубьев шестерни увеличивается кривизна эвольвентного профиля, и с определенного числа нарезаемых зубьев шестерни вершины зубьев обкатного инструмента начинают пересекать траекторию эвольвенты, т.е. появляется подрез ножки зуба шестерни (рис. 2.5, а). При этом прочность зуба резко снижается.

Для того, чтобы исключить подрезание достаточно сообщить инструменту смещение xm (рис. 2.5, б) от центра O , при котором вершина зуба этого инструмента выйдет из зацепле-

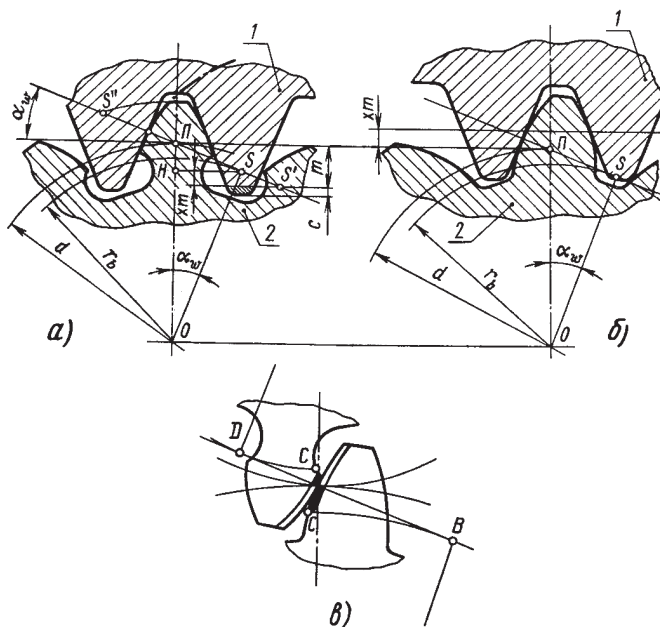


Рис. 2.5. Влияние коррекции на форму зуба:
 а и в – некорректированный зуб; б – корректированный зуб;
 1 – инструментальная рейка; 2 – колесо

ния с зубом колеса в точке S, расположенной на основной окружности радиуса r_o , и эвольвента профиля получится полной, не подрезанной.

Величина xm называется абсолютным смещением рейки, величина x – относительным смещением рейки или коэффициентом смещения. Согласно рис. 2.5, $xm = m\text{ПН}$. Из треугольников СПН и ОПS находим $x = 1 - 0,5z\sin^2\alpha_w$, откуда $z_{\min} = 2/\sin^2\alpha_w$. Следовательно, при $\alpha_w = 20^\circ$ $z_{\min} \approx 17$. Обычно для редукторов принимают $z_{\min} = 20 \dots 30$. С увеличением z повышается плавность передачи.

2.1.4. Применение зубчатых зацеплений со смещением контура зубьев (корригированных)

Корригированием называют изменение профиля зуба при очерчивании его другим участком эвольвенты по сравнению с профилем нормального зацепления (рис. 2.6).

Корригирование применяют:

- а) для устранения подрезания зубьев шестерни при $z < z_{\min}$;
- б) для повышения изгибной прочности зубьев, что достигается увеличением их толщины;
- в) для повышения контактной прочности, что достигается увеличением радиуса кривизны в полюсе зацепления;
- г) для получения заданного межосевого расстояния передачи.

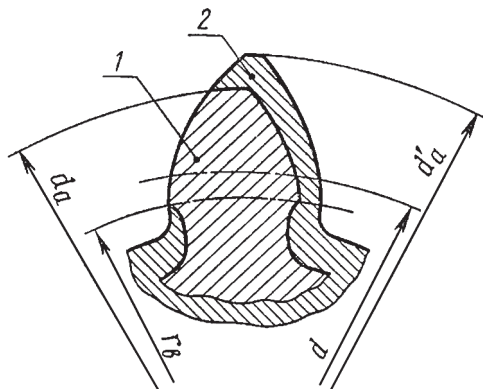


Рис. 2.6. Исправление формы зуба корригированием:
1 – зуб некорригированного колеса; 2 – зуб корригированного колеса

Корректирование осуществляют методом смещения при нарезании зубьев инструментальной рейки на величину x_m (рис. 2.5, б).

Смещение рейки называется положительным при увеличении расстояния от центра зубчатого колеса, отрицательным – при смещении к центру.

При положительном смещении увеличивается толщина зуба у основания (рис. 2.6), что повышает его прочность на изгиб. Диаметр вершин d_a возрастает до d'_a . Профиль зуба переходит на участок эвольвенты, более удаленной от основной окружности, что приводит к увеличению радиусов кривизны и, следовательно, к повышению контактной прочности.

При отрицательном смещении рейки происходит обратное явление.

У скорректированных колес по делительной окружности толщина зуба и ширина впадины не одинаковы, но в сумме остаются равными шагу p .

Для зацепления конкретной пары зубчатых колес в зависимости от сочетания смещений при нарезании зубьев может быть произведена высотная или угловая коррекция.

При высотной коррекции шестерню изготавливают с положительным x_1 коэффициентом смещения, а колесо с отрицательным $-x_2$, но так, чтобы их абсолютные величины были равны, $x_1 = x_2$. Высотная коррекция применяется при большом передаточном числе, когда требуется обеспечить такие формы зубьев шестерни и колеса, при которых они будут примерно равнопрочными на изгиб.

При высотной коррекции зубчатой пары диаметры делительной и начальной окружностей совпадают, как и в нормальном зацеплении, следовательно, межосевое расстояние a_w , коэффициент перекрытия ϵ_a и угол зацепления α_w остаются неизменными. Общая высота зубьев также не изменяется по сравнению с ее нормальным значением.

Меняется только соотношение между высотой головок и ножек зубьев, вследствие чего такая коррекция и называется высотной.

Угловая коррекция является общим случаем скорректирования зубчатых колес, при котором суммарный коэффициент смещения не равен нулю. Если шестерня и колесо будут нарезаны с положительным смещением, то толщина зубьев по делительным окружностям и диаметры вершин d_a (рис. 2.6)

увеличатся как у шестерни, так и у колеса. Для правильного зацепления необходимо колеса раздвинуть, увеличив межосевое расстояние, при этом возникают новые начальные окружности. При увеличении a_0 возрастает угол зацепления α_0 , который не будет равен профильному углу инструмента $\alpha=20^\circ$, поэтому такая коррекция и называется угловой. Угловая коррекция по сравнению с высотной дает значительно большие возможности влиять на различные параметры зацепления, поэтому применяется чаще.

2.1.5. Понятие об интерференции

Увеличение активных профилей зубьев возможно вследствие увеличения диаметров окружностей вершин. Однако если окружность вершин одного из зубчатых колес будет пересекать линию зацепления за предельными точками a или b , то произойдет явление интерференции зубьев, при котором профиль головки зуба одного колеса наткнется на профиль ножки зуба второго колеса за пределами линии зацепления (рис. 2.7).

В результате происходит сминание, выкрашивание, заклинивание колес или поломка зубьев. Для колес с внешним и внутренним зацеплением интерференция (заклинивание) отсутствует при следующем соотношении чисел зубьев колес (табл. 2.1).

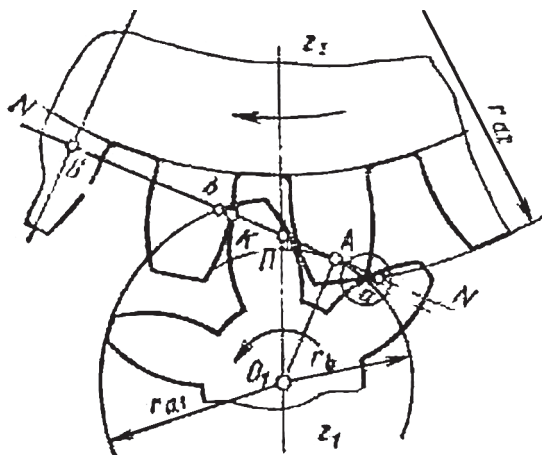


Рис. 2.7. Схема интерференции зубьев колес

Т а б л и ц а 2.1

**Соотношение чисел зубьев колес
для исключения интерференции
при наружном и внутреннем зацеплении**

	При наружном зацеплении					При внутреннем зацеплении						
z_1	13	14	15	17	и более	17	18	20	24	25	27...29	80
z_2	<17	<27	<48	любое		∞	>144	>60	>38	>35	>(z ₁ +8)	>(z ₁ +7)

2.1.6. Скольжение и трение в зацеплении

В точке контакта С (рис. 2.8, а) наблюдается перекатывание и скольжение зубьев.

Скорость скольжения v_s можно определить из выражения $v_s = e(\omega_1 \pm \omega_2)$, из которого видно, что скорость скольжения в произвольной точке касания двух сопряженных профилей пропорциональна расстоянию в этой точке от полюса зацепления. В полюсе она равна нулю, а при переходе через полюс меняется знак.

Скорость скольжения колес внутреннего зацепления (при прочих равных условиях) будет меньше, чем скорость скольжения колес внешнего зацепления. Особенно большая разница в скорости скольжения получается при передаточном отношении, близком к единице.

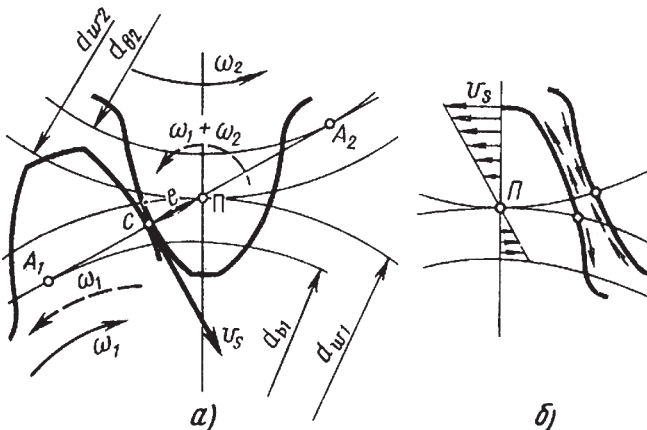


Рис. 2.8. Схема скольжения зубьев колес

Переходя от линии зацепления к поверхности зубьев (рис. 2.8, б), отметим, что максимальное скольжение наблюдается на ножках и головках зубьев; на начальной окружности оно равно нулю и изменяет направление. Скольжение сопровождается трением. Трение является причиной потерь в зацеплении и изнашивания зубьев. У ведущих зубьев силы трения направлены от начальной окружности, а у ведомых – наоборот.

2.1.7. Коэффициент перекрытия

Для обеспечения непрерывной безударной работы передачи необходимо, чтобы выход из зацепления одной пары зубьев упреждался входом в зацепление следующей пары зубьев. Это свойство зубчатых передач характеризуется коэффициентом перекрытия, который в общем виде можно записать:

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta},$$

где ε_{α} – коэффициент торцового перекрытия; ε_{β} – коэффициент осевого перекрытия.

Прямозубые передачи характеризуются только коэффициентом торцового перекрытия. Косозубые передачи характеризуются тем и другим коэффициентами перекрытий.

Перейдем к рассмотрению определения величины коэффициента торцового перекрытия.

Коэффициентом торцового перекрытия зубчатой передачи называется отношение угла торцового перекрытия зубчатого колеса передачи к его угловому шагу:

$$\varepsilon_{\alpha} = \varphi_{\alpha} / \tau,$$

где φ_{α} – угол торцового перекрытия зубчатого колеса, под которым понимают угол поворота зубчатого колеса передачи от положения входа зуба в зацепление до выхода его из зацепления; τ – угловой шаг передачи.

Подставляя в формулу значения

$$\tau = 2\pi/z,$$

$$\varphi_{\alpha 1} = \frac{g_{\alpha}}{r_{b1}} = \frac{2g_{\alpha}}{m_t z_1 \cos \alpha_{\omega}},$$

где g_{α} – длина активной линии зацепления,
получим:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{g_{\alpha}}{\pi m_t \cos \alpha_{\omega}}.$$

Основной шаг:

$$P_b = P_t \cos \alpha_{\omega},$$

где $P_t = \pi m_t$.

Окончательно можно записать:

$$\varepsilon_{\alpha} = g_{\alpha} / P_b.$$

Для прямозубых передач рекомендуется $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,2$.

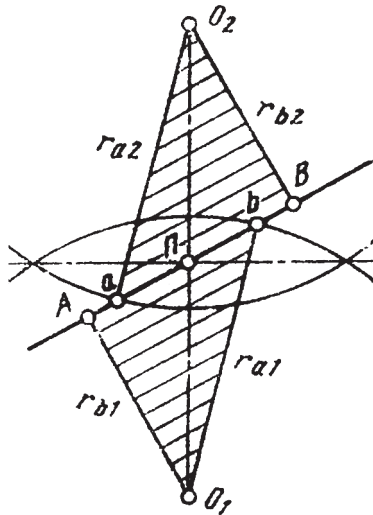


Рис. 2.9. Схема для определения коэффициента торцового перекрытия ε_{α}

Полученное выражение имеет ограниченное применение, так как может использоваться только при наличии графических построений зацепления.

Для аналитического метода определения коэффициента торцового перекрытия ε_α воспользуемся рис. 2.9, из которого следует:

$$g_\alpha = ab = a\Pi + \Pi b = (aB - \text{ВП}) + (bA - \text{АП});$$

$$g_\alpha = bA + aB - AB;$$

$$bA = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2};$$

$$aB = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2};$$

$$AB = r_1 \sin \alpha_\omega + r_2 \sin \alpha_\omega = a_\omega \sin \alpha_\omega.$$

Следовательно, окончательно можно записать:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_\omega \sin \alpha_\omega}{\pi m_1 \cos \alpha_\omega}.$$

Этой формулой можно пользоваться для определения коэффициента торцового перекрытия ε_α в случае неподрезанных зубьев как нормальных, так и корригированных колес.

В расчетной практике пользуются приближенной формулой:

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 \pm 1/z_2)] \cos \beta,$$

где знак «плюс» – для внешнего, «минус» – для внутреннего зацепления.

Из формулы видно, что величина ε_α зависит от числа зубьев z и угла наклона зубьев β (в случае косозубых колес). Поэтому выгодно применять колеса с большим числом зубьев или при заданном диаметре d колеса с малым модулем m_t . С увеличением β растет окружной шаг P_{bt} , а длина активной линии зацепления g_a остается неизменной. При этом ε_α уменьшается, что является одной из причин ограничения угла β .

Для непрерывной нормальной работы зубчатой передачи необходимо, чтобы длина зацепления была больше окружного шага p_b :

$$g_\alpha > p_b$$

и

$$\varepsilon_\alpha = g_\alpha / (p_t \cos \alpha) > 1.$$

Если $\varepsilon_\alpha > 1$, то до выхода из зацепления одной пары зубьев к линии зацепления подходит другая пара зубьев – это и обеспечивает непрерывность зацепления и плавность хода передачи. При $\varepsilon_\alpha < 1$ передача нормально работать не будет, так как при выходе из зацепления одной пары зубьев другая пара не попадает на линию зацепления, и непрерывность вращения зубчатых колес нарушается, т. е. в этом случае произойдет перерыв в зацеплении, относительные окружные скорости зубчатых колес изменятся и зацепление следующей пары зубьев будет сопровождаться ударом. При $\varepsilon_\alpha = 1$ передача может нормально работать только теоретически.

Значение коэффициента перекрытия показывает, сколько пар зубьев в среднем одновременно находится в зацеплении. При $1 < \varepsilon_\alpha < 2$ одна пара зубьев непрерывно находится в зацеплении, причем в начале и конце зацепления любой пары зубьев на линию зацепления подходит вторая пара зубьев; таким образом, в зацеплении уже находятся две пары зубьев. Если $2 < \varepsilon_\alpha < 3$, то две пары зубьев непрерывно находятся в зацеплении, а в начальном и конечном периодах зацепления – три пары зубьев.

Минимально допустимые значения коэффициента перекрытия зависят от точности изготовления и сборки зубчатых колес. Так, для зубчатых колес, изготовленных по 6-й степени точности, $\varepsilon_\alpha = 1,05$, по 7-й степени точности – $\varepsilon_\alpha = 1,08$, по 8-й степени точности – $\varepsilon_\alpha = 1,15$, по 9-й степени точности – $\varepsilon_\alpha = 1,35$. Чем больше коэффициент перекрытия, тем большее число пар зубьев одновременно находится в зацеплении и тем плавнее и спокойнее работа передачи. У прямозубых колес $1 < \varepsilon_\alpha < 2$, у непрямозубых ε_α может быть значительно больше.

Так как длина делительной окружности равна произведению окружного (торцового) шага p_t на число зубьев z :

$$nd = p_t z,$$

то

$$d = (p_t / \pi) z = m_t z,$$

где $m_t = p_t / \pi = d / z$ – *окружной модуль зубьев*, являющийся основным параметром зубчатой передачи.

2.1.8. Точность зубчатых передач

На работоспособность передачи влияют различные факторы, среди которых находятся погрешности изготовления зубчатых колес и деталей корпусов, подшипников и валов, определяющих взаимное расположение колес в передаче.

При изготовлении зубчатых передач неизбежны погрешности, которые выражаются в отклонениях шага, сносности колес, теоретического профиля зубьев, межосевого расстояния и др., которые определяют точность изготовления зубчатых колес передачи.

Все эти погрешности приводят к повышенному шуму во время работы и преждевременному износу передачи.

Погрешности шага и профиля нарушают кинематическую точность и плавность работы передачи, что особенно нежелательно в кинематических цепях, выполняющих следящие, делительные и измерительные функции. Эти же погрешности в силовых передачах, особенно при больших скоростях, дают дополнительные динамические нагрузки, удары и шум в зацеплении.

Погрешности в направлении зубьев в сочетании с перекосом валов вызывают неравномерное распределение нагрузки по длине зуба. Точность зубчатых передач регламентируется стандартами, в которых предусмотрено 12 степеней точности с обозначением степеней в порядке убывания точности. Каждая степень точности характеризуется тремя показателями:

1. **Норма кинематической точности** регламентирует наибольшую погрешность передаточного отношения или полную погрешность угла поворота зубчатого колеса в пределах одного оборота (в зацеплении с эталонным колесом).

2. **Норма плавности работы** регламентирует многократно повторяющиеся циклические ошибки передаточного отношения или угла поворота в пределах одного оборота.

Т а б л и ц а 2.2

**Степень точности передачи
в зависимости от окружной скорости колес**

Вид передачи	Вид зубьев	Степень точности (по нормам плавности)			
		6-я	7-я	8-я	9-я
		предельная окружная скорость, м/с			
Цилиндрическая	Прямые	15	10	6	2
	Косые	30	15	10	4
Коническая	Прямые	12	8	4	1,5
	Круговые	20	10	7	3

3. **Норма контакта зубьев** регламентирует погрешности изготовления зубьев и сборки передачи, влияющие на размеры пятна контакта в зацеплении (на распределение нагрузки по длине зубьев).

Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Из предусмотренных для зубчатых передач девяти степеней точности пока наибольшее распространение имеют передачи 6, 7, 8 и 9-й степеней точности (табл. 2.2). 6-я степень точности соответствует высокоточным скоростным передачам, 7-я – точным передачам, 8-я – передачам средней точности, 9-я – тихоходным передачам пониженной точности.

2.1.9. КПД зубчатых передач

Точность изготовления зубчатых колес влияет на значение КПД зубчатых передач (табл. 2.3).

Т а б л и ц а 2.3

**Средние значения КПД одной пары колес
при передаче полной мощности
(без учета потерь в подшипниках)**

Степень точности	КПД	
	цилиндрические передачи	конические передачи
	закрытые передачи	
6, 7	0,99...0,98	0,98...0,96
8, 9	0,975...0,97	0,96...0,95
	открытые передачи	
-	0,98...0,95	0,95...0,94

**Значения коэффициента трения
в зависимости от скорости скольжения**

f	0,1	0,063	0,06	0,05
$v_{ск}, м/с$	3	3...5	5...10	10...20

Для зубчатой передачи, размеры которой известны, КПД можно определить по формуле:

$$\eta = 1 - 2,3f_3 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right),$$

где знак «плюс» – для внешнего, а «минус» – для внутреннего зацеплений.

Коэффициент трения в зацеплении (табл. 2.4):

$$f_3 = 1,25f,$$

$$v_{ск} \approx 2v \sin \alpha_w.$$

2.2. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПРЯМОЗУБАЯ И КОСОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧИ

2.2.1. Цилиндрическая прямозубая передача

В цилиндрической прямозубой передаче зубья располагаются на цилиндрической поверхности зубчатого колеса или шестерни параллельно образующей цилиндра.

Значения модулей

Модуль, мм					
1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
1	1,125	2,5	2,75	6	7
1,25	1,375	3	3,5	8	9
1,5	1,75	4	4,5	10	11
2	2,25	5	5,5	12	14
<i>Примечание.</i> При назначении модулей 1-й ряд предпочтительней 2-го ряда.					

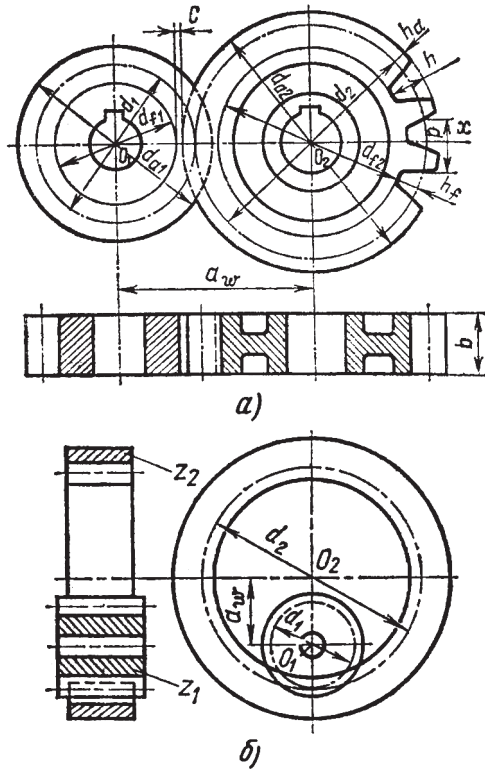


Рис. 2.10. Цилиндрические прямозубые передачи и их основные размеры

Цилиндрические прямозубые передачи бывают внешнего (а) и внутреннего (б) зацепления (рис. 2.10).

2.2.1.1. Основные геометрические зависимости

Применяемые значения модуля m для цилиндрической прямозубой передачи приведены в табл. 2.5.

- z_1 и z_2 – число зубьев шестерни и колеса;
- $d_1 = mz_1$ – делительный диаметр шестерни;
- $d_2 = mz_2$ – делительный диаметр колеса;
- $h_a = m$ – высота головки зуба;

$h_f = h_a + c$ – высота ножки зуба, где $c = (0,2 \dots 0,25)m$ – радиальный зазор в зацеплении зубьев шестерни и колеса;

b – ширина венца;

$d_{a1} = mz_1 + 2m$ – диаметр вершин зубьев шестерни;

$d_{a2} = mz_2 \pm 2m$ – диаметр вершин зубьев колеса (знак «минус» для передачи внутреннего зацепления);

$u = z_2/z_1$ – передаточное число передачи;

$p = \pi m$ – шаг зацепления;

$a = (d_1 \pm d_2)/2$ – делительное межосевое расстояние.

Межосевое расстояние цилиндрической передачи с внешним и внутренним зацеплением называется делительным межосевым расстоянием (знак минус для внутреннего зацепления). Если межосевое расстояние отличается от делительного, то оно обозначается a_w .

Прямозубая передача имеет только торцовое перекрытие. Коэффициент торцового перекрытия ε_α равен отношению угла торцового перекрытия φ_a к угловому шагу τ , т. е.:

$$\varepsilon_\alpha = \varphi_a / \tau.$$

Для прямозубых передач рекомендуется $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$.

Для цилиндрических зубчатых колес и передач установлены двенадцать степеней точности. Для каждой степени точности установлены нормы: кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев колес и передач.

В машиностроении зубчатые передачи общего назначения изготавливают по 6-9-й степеням точности. Цилиндрические прямозубые колеса 6-й степени точности применяют при окружных скоростях колес до 15 м/с; 7-й степени – до 10 м/с; 8-й степени – до 6 м/с; 9-й – до 2 м/с.

2.2.2. Цилиндрическая косозубая передача

Отличительные особенности косозубой передачи от прямозубой заключаются в том, что зубья на цилиндрической поверхности располагаются под углом $\beta = 8 \div 20^\circ$ к оси вращения, по винтовым линиям (рис. 2.11). В отличие от прямозубой в косозубой передаче зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Увеличивается время контакта одной пары зубьев, в течение которого входят новые пары зубьев, нагрузка передается по большому чис-

лу контактных линий, что значительно снижает шум и динамические нагрузки.

У пары сопряженных косозубых колес с внешним зацеплением углы наклона зубьев относительно образующей делительного цилиндра P равны по величине, но противоположны по направлению. Одно колесо левое, другое – правое.

Косозубые колеса нарезают тем же инструментом, что и прямозубые, методом копирования.

Чем больше угол наклона линии зуба β (рис. 2.11), тем у косозубой передачи выше плавность зацепления, ниже шум и дополнительные динамические нагрузки; более высокая нагрузочная способность.

В отличие от прямозубой передачи работа косозубой передачи сопровождается наличием осевых сил, которые стремятся сместить валы косозубых колес в противоположные стороны.

2.2.2.1. Основные геометрические параметры

У косозубого колеса (рис. 2.11) расстоянием между зубьями можно измерить окружной шаг p_t в торцовом или окружном сечении $t-t$ и нормальный шаг p_n в нормальном сечении $n-n$. В сечении параллельном оси вращения колеса расстояние между одноименными точками соседних витков зубьев называется осевым шагом – p_x .

Отсюда

$$p_n = p_t \cos \beta,$$

$$p_n = p_x \sin \beta$$

или (при делении на π) модуль окружной –

$$m_t = p_t / \pi = m_n / \cos \beta.$$

Модуль нормальный – m_n , модуль окружной – m_t и модуль осевой – m_x :

$$m_n = m_t \cos \beta,$$

$$m_n = m_x \sin \beta,$$

$$m_t = r_v / \pi = m_n / \cos \beta.$$

Делительный диаметр и диаметр вершин зубьев (рис. 2.12):

$$d = m_n z / \cos \beta,$$

$$d_a = d + 2m_n.$$

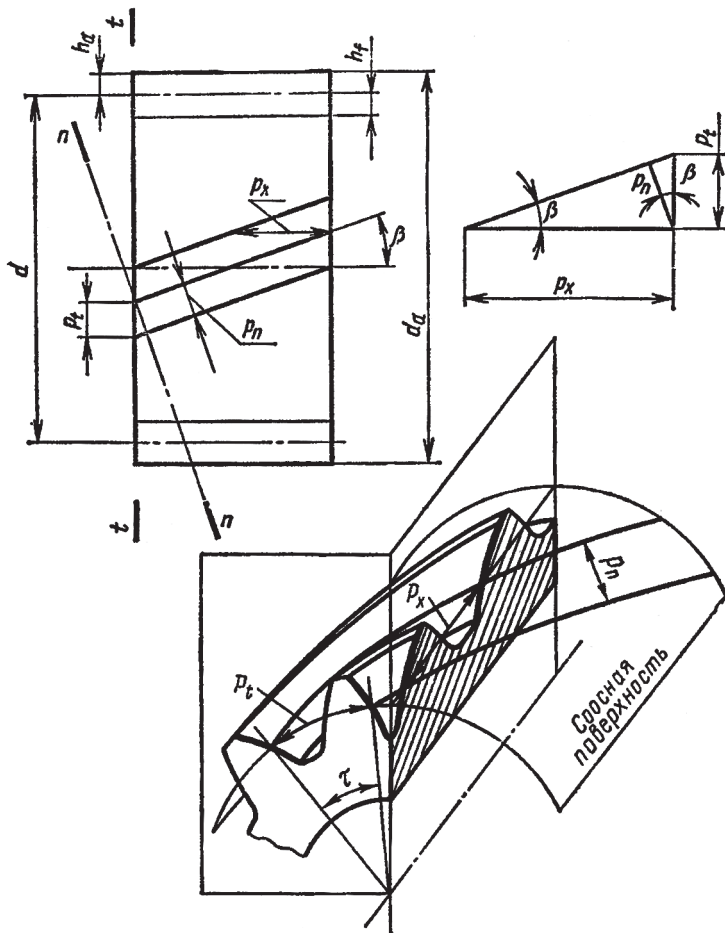


Рис. 2.11. Отличительные особенности косозубых колес

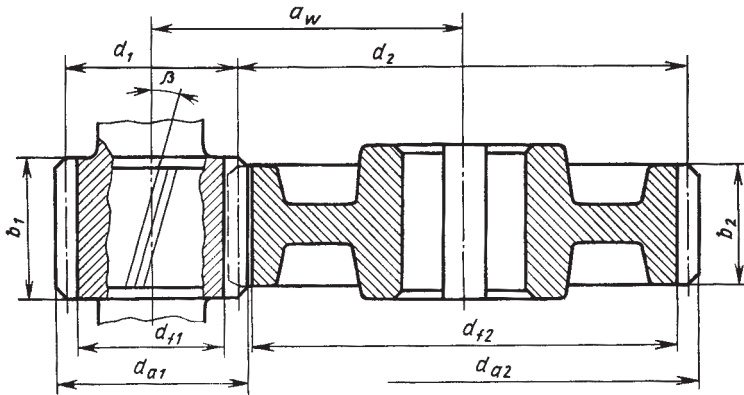


Рис. 2.12. Основные геометрические размеры косозубых колес

Если $\beta=0$, то $m_n=m_t=m_x$ и $p_n=p_t=p_x$, и прямозубую передачу можно рассматривать как частный случай косозубой передачи, то для прямозубой передачи:

$$d=zm,$$

где z – число зубьев зубчатого колеса, а модуль зубьев прямозубой передачи – $m=d/z$.

Модуль косозубой и шевронной передач:

$$m=d\cos\beta/z.$$

Для проектных расчетов косозубых передач угол наклона зубьев:

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{(3,5...4)m}{b_2}.$$

В косозубых передачах угол наклона зубьев принимают $\beta_{\min}=8...16^\circ$, но из-за роста осевых сил F_a в зацеплении рекомендуется применять его меньшее значение, варьируя величиной модуля m и шириной колеса b_2 .

Суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos \beta_{\min}}{m}.$$

Фактический наклон зубьев:

$$\beta = \arccos \frac{m z_{\Sigma}}{2a_w}.$$

Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1),$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1.$$

Расстояние между осями зубчатых колес цилиндрической передачи по межосевой линии называется *межосевым расстоянием*:

$$a_w = 0,5(d_1 \pm d_2) = 0,5m(z_1 + z_2) / \cos \beta = d_2(u + 1) / 2u,$$

где d_1 и d_2 – делительные диаметры шестерни и колеса; знак «плюс» относится к передаче с внешним зацеплением, а «минус» – к передаче с внутренним зацеплением.

Межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи, равное полусумме делительных диаметров колеса d_2 и шестерни d_1 при внешнем зацеплении или полуразности при внутреннем зацеплении, называется *делительным межосевым расстоянием*.

Ширина венца цилиндрического зубчатого колеса определяется по одной из формул:

$$b = \psi_{ba} a_w$$

или

$$b = \psi_{bd} d_1,$$

где $\psi_{ba} = b/a_w$ – коэффициент ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию, а $\psi_{bd} = b/d_1$ – коэффициент ширины зубчатого венца по диаметру шестерни. Числовые значения этих

коэффициентов приведены при расчете зубьев цилиндрических зубчатых передач.

Диаметры вершин d_a и впадин d_f зубьев цилиндрических зубчатых колес (рис. 2.12):

$$d_a = d + 2h_a,$$

$$d_f = d - 2h_f,$$

где h_a – высота головки зуба; h_f – высота ножки зуба.

2.2.2.2. Коэффициент осевого перекрытия

Угол перекрытия косозубого колеса состоит из угла торцового и угла осевого перекрытий. Отсюда коэффициент перекрытия ϵ_γ косозубой передачи в общем виде равен сумме коэффициентов торцового и осевого:

$$\epsilon_\gamma = \epsilon_\beta + \epsilon_\alpha.$$

Коэффициент осевого перекрытия:

$$\epsilon_\beta = b \sin \beta / (\pi m) = b / p_x,$$

где p_x – осевой шаг, растет с увеличением ширины колеса b и угла наклона линии зуба β . Теоретически коэффициент перекрытия косозубых передач может быть большим числом. В связи с практической ограниченностью ширины колеса и угла наклона линии зуба в косозубых передачах значение коэффициента перекрытия не превышает нескольких единиц. Рабочую ширину колеса b косозубых передач принимают такой, чтобы $\epsilon_\beta \geq 1,1 \dots 1,2$. При этом нагрузка на зубья будет постоянной, а шум и динамические нагрузки будут уменьшаться.

Суммарная длина контактных линий в этом случае равна:

$$\zeta_\Sigma = b \epsilon_\alpha / \cos \beta.$$

Зависимости для определения основных геометрических параметров прямозубых и косозубых колес приведены в табл. 2.6.

**Геометрические параметры
цилиндрической зубчатой передачи**

Параметр	Прямозубая	Косозубая
Модуль	Рекомендуемые значения $m - 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10$	
Передаточное число	$u = z_2/z_1 = n_1/n_2$	
Межосевое расстояние	$a_w = 0,5(z_1+z_2)m$	$a_w = z_2m/(2\cos\beta)$
Суммарное число зубьев	$z_\Sigma = z_1+z_2 = 2a_w/m$	$z_\Sigma = 2a_w\cos\beta_{\min}/m$
Число зубьев шестерни	$z_1 = z_\Sigma/(1+u)$	
Число зубьев колеса	$z_2 = z_\Sigma - z_1$	
Угол наклона зубьев ($\beta = 8ч16ε$)		$\beta_{\min} = \arcsin(3,5m/b_2)$
Диаметр делительный шестерни	$d_1 = z_1m$	$d_1 = z_1m/\cos\beta$
Диаметр делительный колеса	$d_2 = z_2m$	$d_2 = z_2m/\cos\beta$
Диаметр наружный шестерни	$d_{a1} = d_1+2m$	$d_{a1} = d_1+2m$
Диаметр наружный колеса	$d_{a2} = d_2+2m$	$d_{a2} = d_2+2m$
Ширина венца колеса	$b_2 = (6\div 10)m$	$b_2 = \psi_a a_w$
Ширина венца шестерни	$b_1 = b_2 + (2\div 4) \text{ мм}$	
Высота зуба	$h = (2,2\div 2,25)m$	
Высота головки зуба	$h_a = m$	
Высота ножки зуба	$h_f = (1,2\div 1,25)m$	

2.3. ЗУБЧАТАЯ ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА

Зубчатую передачу, которая осуществляется цилиндрическими косозубыми колесами, расположенными на перекрещивающихся валах, принято называть винтовой передачей (рис. 2.13).

Зацепление косозубых колес с перекрещивающимися осями валов отличается от косозубых колес с параллельными осями валов тем, что шестерня и колесо имеют одноименный наклон зубьев. Перекрещивающиеся оси валов могут располагаться под любым межосевым углом $\psi = \beta_1 + \beta_2$, но обычно $\psi = 90^\circ$. Диапазон передаточного отношения $u = 1 \div 4$.

При перекрестном расположении осей валов начальные цилиндры колес соприкасаются в точке, поэтому зубья име-

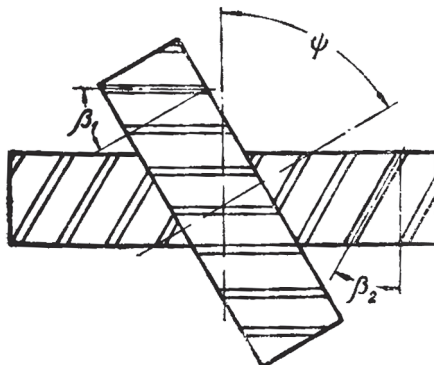


Рис. 2.13. Схема винтовой передачи

ют точечный контакт. Векторы окружных скоростей колес направлены под углом перекрещивания, поэтому в зацеплении наблюдается большое скольжение. Точечный контакт и скольжение приводят к быстрому износу и заеданию даже при сравнительно небольших нагрузках. Поэтому винтовые передачи применяют главным образом в кинематических цепях приборов.

2.4. ЗУБЧАТЫЕ ЧЕРВЯЧНАЯ И КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧИ

2.4.1. Зубчатая червячная передача

Кинематика червячной передачи обладает многими общими признаками с винтовой передачей.

На рис. 2.14, а представлена винтовая передача с параметрами, при которых зубья прямолинейны и расположены на цилиндрической поверхности колес. На рис. 2.14, б представлена винтовая передача с $z=10$ при сохранении ширины венца. В результате зубья на поверхности колес начали изгибаться, облекая уменьшенный диаметр цилиндрической поверхности колес. Если продолжить уменьшение наружного диаметра верхней шестерни до $z=4 \div 6$ и увеличить ширину венца, то зубья расположатся на цилиндрической поверхности по винтовой линии. В результате косозубая шестерня приобретет вид многозаходного чер-

вяка (рис 2.14, в). Если рассмотреть эти превращения на эквивалентном колесе косозубой передачи, то можно заметить, что большая ось эллипса стремительно растет, в сечении контура образуя рейку. Если количество заходов сократить до $z=1$, то получим традиционную червячную передачу (рис 2.14, г).

Преимущество червячной передачи по сравнению с винтовой зубчатой передачей в том, что контакт в зацеплении происходит не в точке, а по дуге, которая в процессе приработки трущихся поверхностей превращается в «пятно» контакта. Угол скрещивания валов червяка и червячного

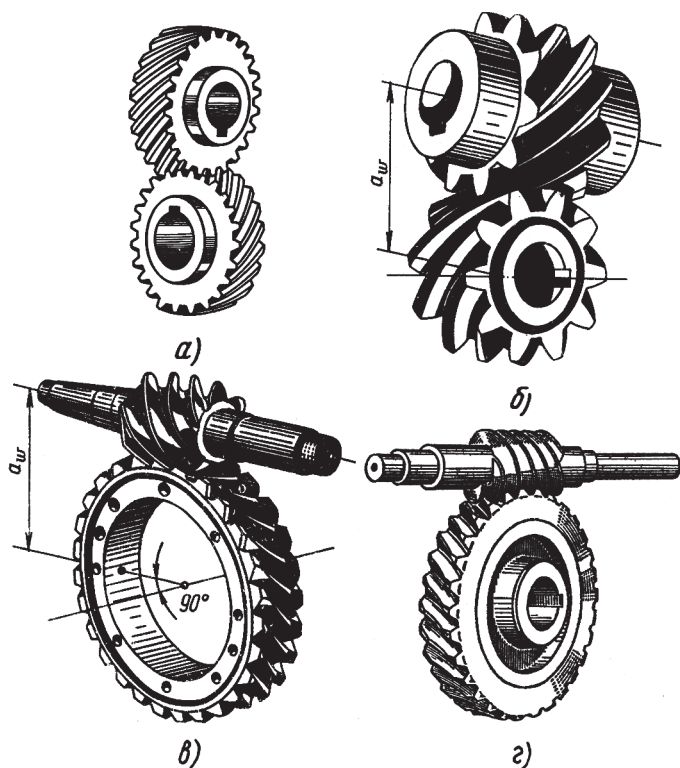


Рис. 2.14. Зубчатые передачи с перекрещивающимися осями

колеса обычно равен $\theta=90^\circ$, но может принимать и другие значения.

В отличие от косозубого колеса обод червячного колеса имеет, как правило, желоб, в который углубляется червяк для увеличения суммарной площади контакта с колесом и снижения удельной контактной нагрузки. Угол наклона зубьев червячного колеса и угол подъема витков червяка γ по величине и направлению совпадают. Количество витков на поверхности червяка может быть от 1 до 4, а также правой или левой навивки. Наиболее распространена правая навивка (резьба) с числом заходов $z_1=1 \div 4$.

Различают два основных вида червячных передач: **цилиндрические**, или просто **червячные** передачи (с цилиндрическими червяками) (рис. 2.15, а) и **глобоидные** (с глобоидными червяками) (рис. 2.15, б).

В зависимости от формы профиля резьбы цилиндрических червяков различают червяки: архимедовы, конволютные, эвольвентные и с вогнутым профилем витков.

Архимедов червяк (рис. 2.15, а) в осевом сечении имеет прямолинейный профиль равнобедренной трапеции. В торцовом сечении витки резьбы очерчены архимедовой спиралью, откуда этот червяк и получил свое название.

Конволютный червяк имеет трапецеидальный профиль резьбы в нормальном сечении витков.

Эвольвентный червяк характеризуется эвольвентным профилем резьбы в торцовом сечении и подобен эвольвентным колесам, у которых число зубьев равно числу витков червяка. В машиностроении наиболее распространены архимедовы червяки.

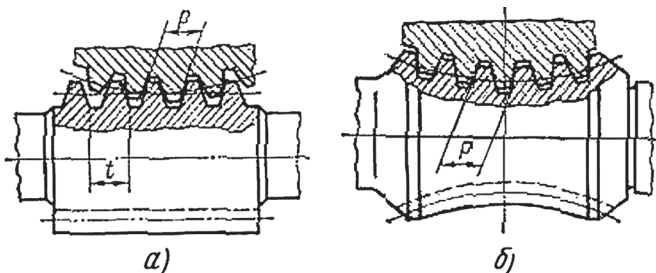


Рис. 2.15. Основные виды червячных передач

Архимедовы червяки применяют обычно без шлифования рабочей поверхности витков. При необходимости применить червяки со шлифованной рабочей поверхностью витков резьбы предпочитают использовать конволютные и эвольвентные червяки, шлифование которых по сравнению с архимедовым червяком проще и дешевле.

Глобоидные червяки в осевом сечении имеют обычно трапецеидальный профиль резьбы (рис. 2.15, б). В передачах с этим червяком профиль зубьев червячных колес тоже трапецеидальный. Иногда применяют глобоидные червяки с вогнутым профилем витков. Так как в глобоидной передаче по сравнению с червячной цилиндрической число зубьев колеса и витков резьбы червяка, находящихся в зацеплении, больше, то несущая способность ее значительно выше (в 1,5...4 раза). Однако глобоидные передачи требуют повышенной точности изготовления и монтажа.

Червячные передачи со смещением (с корригированием) применяют при необходимости выдержать заданное или стандартное межосевое расстояние. Червячные передачи со смещением, так же как и зубчатые со смещением, выполняют путем радиального смещения режущего инструмента относительно заготовки червячного колеса при нарезании. Для нарезания червячных колес без смещения и со смещением пользуются одним и тем же инструментом, а так как червячная фреза и червяк должны иметь точно одинаковые размеры, то червячная передача со смещением ($-1 \leq x \leq 1$) выполняется за счет колеса.

При известном межосевом расстоянии a_w коэффициент смещения инструмента определяют по формуле:

$$x = (a_w / m) - 0,5(q + z_2),$$

где $-1 < x < +1$.

Ведущее звено червячной передачи в большинстве случаев – червяк, а ведомое – червячное колесо. В отличие от косозубой передачи в червячных передачах расчетным модулем червячного колеса и червяка служит $m = r / \pi$, где r – делительный окружной шаг зубьев колеса или делительный осевой шаг витков червяка, называемый расчетным шагом.

Т а б л и ц а 2.7

**Углы подъема γ витка червяка
по цилиндру делительного диаметра**

z_1	Значение q					
	13	12	11	10	9	8
1	4°23'55"	4°45'49"	5°11'40"	5°42'38"	6°20'25"	7°07'30"
2	8°44'46"	9°27'44"	10°18'17"	11°18'36"	12°31'44"	14°02'10"
3	12°59'41"	14°02'10"	15°15'18"	16°41'57"	18°26'06"	20°33'22"
4	17°06'10"	18°26'06"	19°58'59"	21°48'05"	23°57'45"	26°33'54"

Т а б л и ц а 2.8

Сочетания m и q при $z_1 = 1; 2$ и 4

$m, \text{ мм}$	2; 2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5
q	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20

Делительный диаметр червяка, т.е. где толщина витка равна ширине впадины, равен:

$$d_1 = qm,$$

где q – коэффициент диаметра червяка. Для предварительных расчетов $q_{\min} = 0,212z_2$.

Углы подъема γ витка червяка по цилиндру делительного диаметра:

$$\text{tg}\gamma = z_1/q.$$

Значения углов подъема γ витков червяка в зависимости от числа заходов z_1 и коэффициента диаметра червяка q даны в табл. 2.7.

Межосевое расстояние определяют по принятым данным:

$$a_w = 0,5m(z_2 + q).$$

Если полученное значение a_w не соответствует заданному, то следует воспользоваться рекомендациями по выбору сочетаний коэффициентов m и q (табл. 2.8).

Основные геометрические параметры зацепления червячной передачи показаны на рис. 2.16, зависимости для их определения – в табл. 2.9.

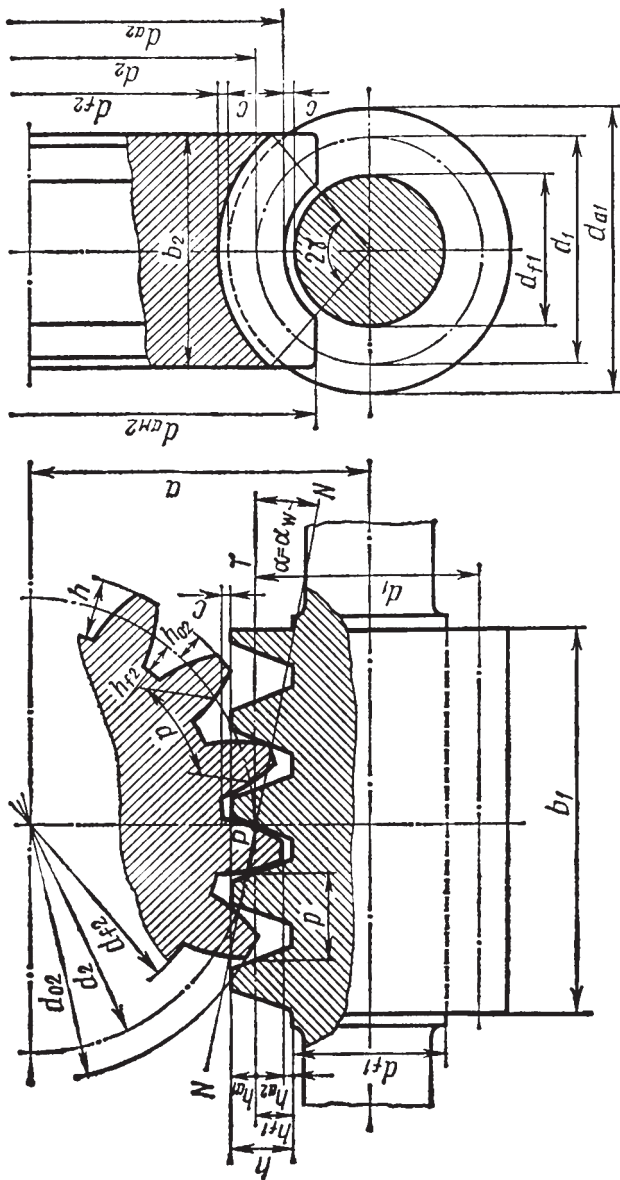


Рис. 2.16. Основные геометрические параметры червячной передачи

Т а б л и ц а 2.9

**Зависимости для определения
основных параметров червячной передачи**

Параметр	Обозначение	Червячное колесо	Червяк
Модуль зацепления осевой	m	Рекомендуемые значения – 1,6; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20	
Число зубьев, число заходов	z	z_2	$z_1 = 1 \div 4$
Число модулей в d_1	q	Рекомендуемые значения – 8; 9; 10; 12,5; 14; 16; 20	
Делительный диаметр	d	$d_2 = mz_2$	$d_1 = mq$
Угол подъема витка червяка	γ		$\gamma = \arctg(z_1/q)$
Диаметр окружности выступов	d_a	$d_{a2} = d_2 + 2m(1+x)$	$d_{a1} = d_1 + 2m$
Наружный диаметр колеса	d_{am2}	$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1+2)$	
Длина резьбы червяка	b_1	$z_1 = 1$ и 2 , $b_2 \leq 0,75d_{a1}$	$z_1 = 1$ и 2 , $b_1 \geq (11+0,006z_2)m$
Ширина венца колеса	b_2	$z_1 = 3$ и 4 , $b_2 \leq 0,67d_{a1}$	$z_1 = 3$ и 4 , $b_1 \geq (12,5+0,09z_2)m$
Передаточное отношение	u_{12}	z_2/z_1	
Межосевое расстояние	a_o	$(d_2+d_1+2xm)/2$	

**2.4.1.1. Скорость скольжения
и степени точности в передаче**

Во время работы червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса.

Скорость скольжения v_s (рис. 2.17) направлена по касательной к винтовой линии делительного цилиндра червяка и определяется из параллелограмма скоростей, где v_1 и v_2 – окружные скорости червяка и колеса:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \gamma} = \frac{u \omega_2 d_2}{2 \cos \gamma} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2},$$

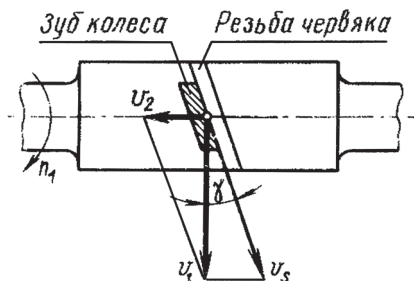


Рис. 2.17. Схема определения скорости скольжения в червячной передаче

где $v_1=0,5\omega_1d_110^{-3}$ – окружные скорости червяка, м/с; $v_2=0,5\omega_2d_210^{-3}$ – окружные скорости колеса, м/с; ω_1 и ω_2 – угловые скорости червяка и колеса, рад/с; d_1 и d_2 – делительные диаметры червяка и колеса, мм.

Как видно из формулы, всегда $v_s > v_1$. Большое скольжение в червячной передаче повышает износ зубьев червячного колеса, увеличивает склонность к схватыванию и задирам.

Для червячных передач предусмотрено 12 степеней точности. Для силовых передач наибольшее применение имеют 7-я (при $v_s \leq 10$ м/с) и 8-я (при $v_s \leq 5$ м/с) степени точности.

Передаточное число u червячной передачи определяют по условию, что за каждый оборот червяка колесо поворачивается на число зубьев, равное числу витков червяка:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости червяка и колеса; z_1 и z_2 – число витков червяка и число зубьев колеса. Рекомендации по выбору z_1 приведены в табл. 2.10.

Для исключения подреза основания ножи зуба колеса принимают $z_2 \geq 26$.

Таблица 2.10

Определение числа заходов витков червяка z_1 от u

Передаточное число – u	8÷14	>14÷30	>30
z_1	4	2	1

Оптимальным является $z_2=40 \div 60$.

Диапазон передаточных чисел в этих передачах $u=10 \div 80$.

2.4.1.2. Материалы червячной пары

В связи с тем, что в зоне контакта червяка и колеса постоянно присутствует трение скольжения, то необходимо подбирать такие материалы, которые образуют антифрикционную пару, обладают высокой прочностью, износостойкостью и сопротивляемостью к схватыванию и задирам в зависимости от скорости скольжения в зацеплении.

В соответствии с существующей практикой червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 40, 45, 50 или легированных сталей марок 40X, 40XH с поверхностной или объемной закалкой до твердости HRC=45...53. При этом при необходимости, по условиям работы, производится шлифование и полирование рабочих поверхностей витков.

Устойчивую работу передачи обеспечивают червяки из цементируемых сталей (15X, 20X и др.) с твердостью после закалки HRC=56...63.

Червячные колеса изготавливают, как правило, составными. Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из антифрикционных материалов (бронзы, антифрикционные чугуны). Причем, выбор марки материала зависит от скорости скольжения v_s и длительности работы червячной пары. Ступицы могут быть изготовлены из конструкционной стали или серого чугуна.

При высоких скоростях скольжения ($v_s=5...25$ м/с) и длительной работе рекомендуют оловянные бронзы марок Бр.ОФ 10-1, Бр.ОЦС6-6-3, Бр.АЖ9-4 и др., которые обладают хорошими противозадирными свойствами.

При средних скоростях скольжения ($v_s=2...5$ м/с) применяют алюминиевую бронзу марки БрА9ЖЗЛ. Эта бронза обладает пониженными противозадирными свойствами, поэтому применяется в паре с закаленными до твердости HRC>45 шлифованными и полированными червяками. В отдельных случаях ее применяют до $v_s=8$ м/с.

При малых скоростях скольжения ($v_s<2$ м/с) червячные колеса можно изготавливать из серых чугунов марок СЧ12, СЧ15 и др.

При выборе материала колеса предварительно определяют ожидаемую скорость скольжения по эмпирической формуле:

**Механические характеристики
материалов венцов червячных колес**

Марка бронзы, чугуна	Способ отливки	Предел теку- чести, σ_T	Предел прочности при растя- жении, σ_B	Предел прочности при изгибе, $\sigma_{вн}$	Скорость сколь- жения, v_s , м/с
		Н/мм ²			
БрОНФ	Центробежный	165	285	-	>5
БрОФ10-1	В кокиль	195	275	-	>5
БрОФ10-1	В землю	132	230	-	>5
БрАЖ9-4	Центробежный	200	500	-	2...5
БрАЖ9-4	В кокиль	195	490	-	2...5
ЛМцС58-2-2	В землю	140	340	-	2...5
СЧ18	В землю	-	-	280	<2

$$v_s \approx \frac{4,3\omega_2 u}{10^3} \sqrt[3]{T_2},$$

где v_s – в м/с; ω_2 – угловая скорость колеса, рад/с; T_2 – номинальный момент на колесе, Н•м; $u = \omega_1 / \omega_2$ – передаточное отношение.

Практика показала, что срок службы бронзовых венцов червячных колес сильно зависит от способа отливки заготовок. Большее сопротивление изнашиванию оказывают зубья венцов, отлитых центробежным способом.

Для наиболее распространенных материалов венцов червячных колес механические характеристики приведены в табл. 2.11.

2.4.1.3. Виды разрушения зубьев червячных колес

В червячной паре менее прочным элементом является зуб колеса, для которого возможны все виды разрушений и повреждений, встречающиеся в зубчатых передачах, т. е. усталостное выкрашивание, изнашивание, схватывание и поломка зубьев. Из перечисленного наиболее редко встречается поломка зубьев колеса.

В передачах с колесами из оловянных бронз (мягкие материалы) усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зу-

бьев колеса наиболее опасно. Возможно и схватывание, которое проявляется в намазывании бронзы на червяк; сечение зуба постепенно уменьшается, при этом передача может еще продолжать работать длительное время.

Схватывание в венцах колес из твердых бронз (алюминиевых) переходит в задиры с последующим катастрофическим изнашиванием зубьев колеса частицами бронзы, приварившимися к виткам червяка. Этот вид разрушения зубьев встречается наиболее часто.

Для предупреждения схватывания рекомендуется тщательно обрабатывать поверхности витков и зубьев, применять материалы с высокими антифрикционными свойствами.

Изнашивание зубьев колес червячных передач зависит от степени загрязненности масла, точности монтажа, частоты пусков и остановок, а также от значений контактных напряжений.

Излом зубьев червячных колес происходит в большинстве случаев после изнашивания.

2.4.2. Зубчатая коническая передача

Конические зубчатые передачи применяют в механизмах и машинах в тех случаях, когда необходимо изменить направление передачи движения вращения с одного вала на другой.

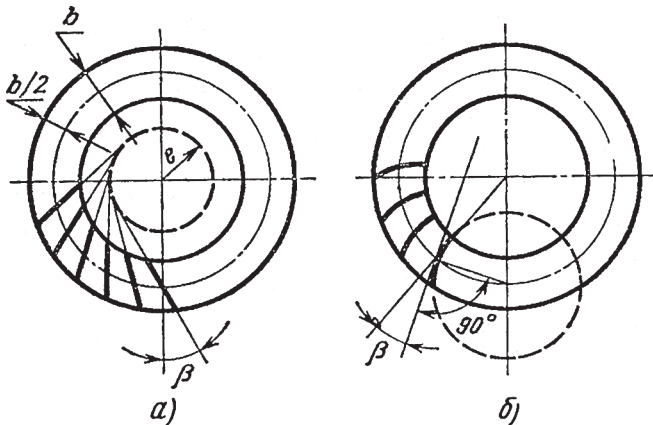


Рис. 2.18. Конические колеса с круговыми зубьями:
 а – тангенциальными ($\beta \leq 30^\circ$); б – круговыми ($\beta = 35^\circ$)

Валы могут находиться под углом $\Sigma=90\pm 35 \div 40^\circ$ в зависимости от конструктивных особенностей передачи.

Наибольшее распространение имеют передачи с углом $\Sigma=\delta_1+\delta_2=90^\circ$. Конические колеса бывают с прямыми и круговыми зубьями (рис. 2.18).

Передачи с круговыми зубьями обладают рядом преимуществ. При одинаковых габаритных размерах имеют более высокую несущую способность. Могут применяться при окружных скоростях до 11 м/с при нешлифованных зубьях и до 35 м/с – при шлифованных. Эти передачи работают плавно, с незначительным шумом вследствие большого перекрытия зубьев в зацеплении, сохраняют удовлетворительное пятно контакта при значительных деформациях деталей передачи.

Зубья конических колес по признаку изменения размеров их сечений по длине зуба выполняют трех форм (рис. 2.19).

Форма I – пропорционально понижающиеся зубья (рис. 2.19). Вершины конусов делительного и впадин совпадают. Высота ножки зубьев пропорциональна конусному расстоянию; эта

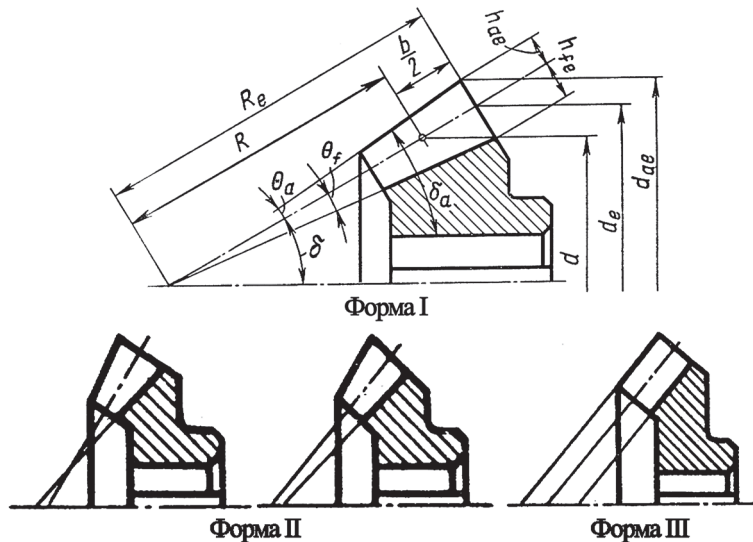


Рис. 2.19. Формы профиля конических колес в осевом сечении

форма является основной для прямозубых и косозубых конических передач. Ее применяют также для передач с круговыми зубьями (рис. 2.18, б) при $z_2=20 \div 100$.

Форма II – понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин дна зубьев не совпадают. Ширина дна впадины постоянна, а толщина зуба по делительному конусу растет пропорционально расстоянию от вершины. Эта форма позволяет обрабатывать одним инструментом сразу обе поверхности зубьев. Она является основной для колес с прямыми и круговыми зубьями.

Форма III – равновысокие зубья. Образующие конусов делительного конуса, впадин и вершин параллельны. Эту форму применяют для круговых зубьев при $z_2 \geq 40$.

Для конических прямозубых колес с зубьями по форме I обычно выбирают стандартные значения внешнего окружного модуля m , задают размеры зубьев на внешнем торце, где удобно производить измерения. У колес с круговыми зубьями обычно выбирают стандартные значения нормального модуля m_n (хотя это необязательно) и размеры зубьев на середине ширины зубчатого венца. При форме зуба I обычно оперируют внешней делительной окружностью (на внешнем торце), а при форме зуба II и III – средней делительной окружностью (на середине ширины венца).

Минимально допустимые числа зубьев для конической шестерни, в зависимости от угла наклона β_m и из условия отсутствия подреза, приведены в табл. 2.12.

Для определения минимального числа зубьев можно также пользоваться формулой:

$$z_{1\min} \geq 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta,$$

где δ_1 – угол делительного конуса шестерни.

Т а б л и ц а 2.12

Минимально допустимые числа зубьев

Передаточное отношение	z_1 при β_m		
	0...15°	20...25°	30...40°
1	17	17	17
1.6	15	15	14
2	13	12	11
3.15	12	10	8

В практике проектирования рекомендуется выбирать $z_1 \approx 18 \div 30$, при этом для прямозубой пары $z_{1\min} \geq 25$, для пары с круговыми зубьями $z_{1\min} \geq 15$.

В конических прямозубых передачах коррекция применяется очень редко.

Прямозубые конические передачи рекомендуется применять при окружных скоростях до 2...3 м/с.

В конических передачах шестерня располагается консольно на конце вала, а колесо – консольно или между опорами, при этом вследствие меньшей жесткости консольного вала и податливости подшипников (особенно шариковых) увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. Нагрузочная способность конической передачи составляет примерно 85% по сравнению с цилиндрической.

Конструктивно коническая передача может быть представлена в виде двух конусов с общей вершиной (рис. 2.20), которые образуются углами δ_1 и δ_2 при вращении вокруг своих осей. Конусы могут перекатываться по поверхности друг друга

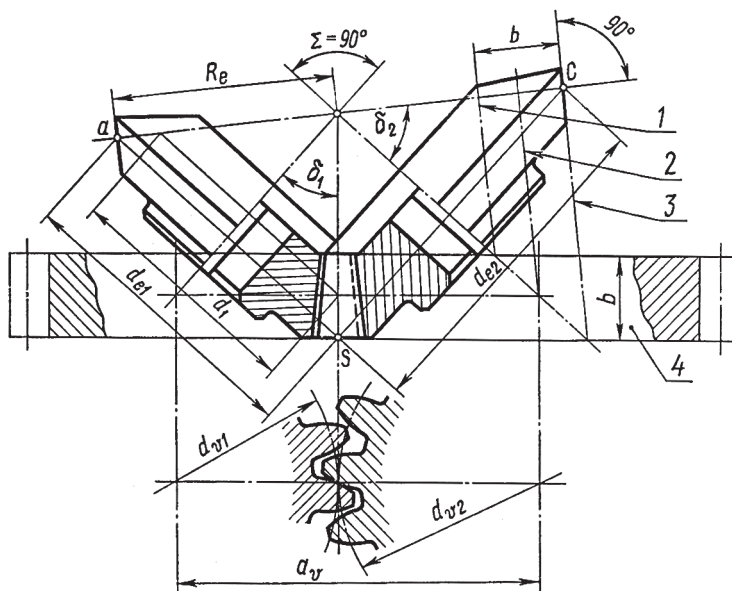


Рис. 2.20. Схема зацепления конических зубчатых колес

без скольжения, поэтому их называют начальными или делительными конусами. Диаметры окружностей конусов, исходящие из общей точки S, для конических колес называются делительными диаметрами AS и SC.

Если у колеса z_2 через точки S и C провести перпендикуляры к образующим поверхности конуса, образованного углом δ_2 , до их взаимного пересечения, то получим внешний дополнительный конус 3, на котором расположены основания зубьев z_2 ; если на расстоянии b от точки C провести перпендикуляр, то он при вращении вокруг оси опишет внутренний дополнительный конус 1, на котором расположены вершины зубьев z_2 ; если на расстоянии $b/2$ от точки C провести перпендикуляр, то он при вращении вокруг оси опишет средний дополнительный конус 2. Такое же построение можно провести и для z_1 .

Тогда расстояние между вершинами средних дополнительных конусов 2 конических колес будет межцентровым расстоянием a_v прямозубых цилиндрических колес эквивалентных прямозубому коническому зацеплению с делительными диаметрами d_{v1} , d_{v2} и шириной зубчатого венца b , которые применяют при определении геометрических и прочностных параметров прямозубой конической передачи:

$$d_{v1} = d_{e1} / \cos \delta_1,$$

$$d_{v2} = d_{e2} / \cos \delta_2,$$

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1,$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2,$$

где z_{v1} и z_{v2} – эквивалентные числа зубьев (применяют при определении коэффициента формы зуба), z_1 и z_2 – действительное число зубьев конических колес.

Длина отрезка образующей делительного конуса конического зубчатого колеса от его вершины до пересечения с образующей делительного дополнительного конуса называется *делительным конусным расстоянием* или просто *конусным расстоянием* R . Различают внешнее R_e , внутреннее R_i и среднее R делительные конусные расстояния (рис. 2.21), делительные диаметры – внешний $d_e = m_e z_1$, средний $d = m z_1$ и др.

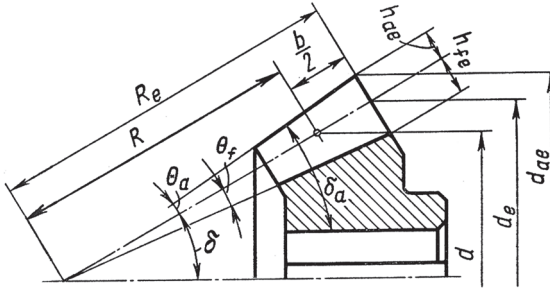


Рис. 2.21. Осевое сечение конического зубчатого колеса

Внешний и средний модули пропорциональны соответствующим конусным расстояниям, поэтому $m_e = mR_e/R$.

Для конических зубчатых колес с прямыми зубьями в качестве стандартного расчетного модуля принимают модуль по торцу колеса – m_e , для колес с круговыми зубьями принимают внешний окружной модуль – m_{te} . Размеры зубьев, а также различные диаметры зубчатых колес определяют на внешнем торце, который образован внешним дополнительным конусом, на котором удобно производить измерения.

Для удобства измерений на чертежах задают внешние размеры зубьев и колес, а модуль m_e называют производственным, который округляют до стандартного значения.

Исходный контур зубьев для прямозубых конических колес аналогичен исходному контуру для цилиндрических колес, за исключением радиального зазора – $s=0,2m_e$; внешняя высота головок зубьев – $h_{ae}=m_e$, внешняя высота ножек зубьев – $h_{fe}=1,25m_e$; а внешняя высота зуба – $h_a=2,2m_e$.

Основные параметры конических прямозубых колес, выраженные через модуль (табл. 2.13):

$$d=mz,$$

$$d_e=m_e z,$$

где d – средний делительный диаметр; d_e – внешний делительный диаметр; z – число зубьев шестерни или колеса; m – средний окружной модуль; m_e – внешний окружной модуль на внешнем торце (определяет выбор инструмента для нарезания зубьев);

Т а б л и ц а 2.13

Геометрический расчет конических прямозубых колес

Параметр	Обозначение	Шестерни	Колеса
Модуль зацепления (нормальный)	$m_e(m_{тe})$	Рекомендуемые значения – 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10	
Угол зацепления передачи	Σ	$90^\circ \pm 35^\circ$ (определяется конструктивно)	
Число зубьев	z	z_1	z_2
Делительный угол	δ_1	$\delta_1 = \text{atg} \delta_1 = z_1/z_2 = 1/u$	$\delta_2 = \text{atg} \delta_2 = z_2/z_1 = \Sigma - \delta_1$
Внешний делительный диаметр	d_e	$d_{e1} = m_e z_1$	$d_{e2} = m_e z_2$
Наружный диаметр	d_{ae}	$d_{ae1} = d_1 + 2m_e \cos \delta_1$	$d_{ae2} = d_2 + 2m_e \cos \delta_2$
Конусное расстояние	R_e	$R_e = 0,5 d_{e1} / \sin \delta_1 = 0,5 d_{e2} / \sin \delta_2$	
Ширина зубчатого венца	b	$b = R_e / \Psi$, где $\Psi = (0,25 \div 0,3) R_e$	
Передаточное отношение	u	$z_2/z_1 = d_2/d_1$	

$$m = m_e (1 - 0,5 k_{be}) = m_e - b \sin \delta_1 / z_1,$$

где $k_{be} = b/R_e$ – коэффициент ширины зубчатого венца колеса.
Внешний диаметр вершин зубьев равен:

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta = m_e (z + 2 \cos \delta).$$

При $\Sigma = 90^\circ$ получим:

$$R_e = 0,5 \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2},$$

а также

$$R_e = d_e / (2 \sin \delta),$$

$$R = R_e - b/2,$$

где $b \leq 0,3 R_e$ или $b \leq 10 m_e$.

**Степень точности передачи
в зависимости от окружной скорости колес**

Вид передачи	Вид зубьев	Степень точности (по нормам плавности)			
		6-я	7-я	8-я	9-я
		Предельная окружная скорость v , м/с			
Коническая	Прямые	12	8	4	1,5
	Круговые	20	10	7	3

В конической передаче со спиральным зубом величины всех геометрических параметров (модуля, конусного расстояния, угла зацепления и др.) соответствуют аналогичным величинам в прямозубой конической передаче.

Степень точности передачи в зависимости от окружной скорости колес назначают по табл. 2.14.

Глава 3 ПЕРЕДАЧИ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

3.1. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ременная передача относится к фрикционным механическим передачам с гибкой связью, действующей на основе сил трения. Она состоит из двух или нескольких шкивов, охватываемых гибким ремнем, надетым на шкивы с натяжением (рис. 3.1).

Вращение ведущего шкива А преобразуется во вращение ведомого Б благодаря трению, развиваемому между ремнем и шкивами (рис. 3.1, а).

К преимуществам ременных передач относятся хорошие амортизирующие и демпфирующие свойства, бесшумность, способность служить предохранительным звеном при случай-

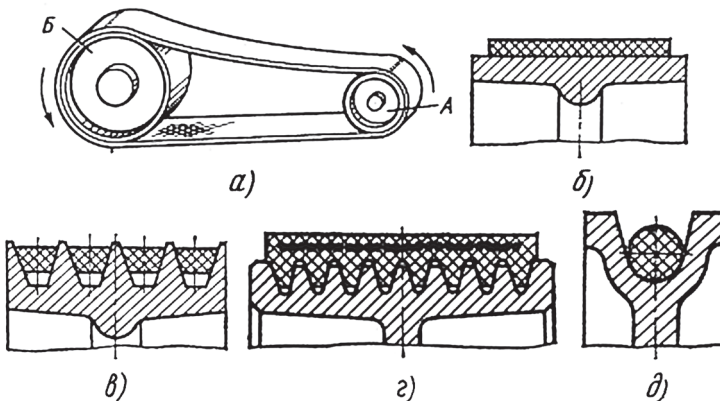


Рис. 3.1. Ременная передача:

а – схема передачи; б, в, г, д – типы приводных ремней

ных перегрузках, простота конструкции, пониженные требования к точности изготовления и монтажа, меньшая трудоемкость в обслуживании и ремонте.

Плоские ремни (рис. 3.1, б) – бесконечные и сшивные, в поперечном сечении имеют форму прямоугольника шириной, значительно превосходящей толщину. Чем тоньше ремень, тем он гибче.

Клиновые ремни (рис. 3.1, в) – бесконечные, в поперечном сечении представляют собой трапецию. Рабочими поверхностями клинового ремня являются его боковые стороны, которыми он соприкасается с боковыми поверхностями канавки (желоба) шкива.

Профиль канавок шкива соответствует трапеции ремня, но глубина их больше высоты сечения ремня так, чтобы между нижним основанием ремня и дном желоба шкива был зазор. Ремень благодаря клиновому взаимодействию с канавкой шкива характеризуются повышенным сцеплением со шкивом и, следовательно, повышенной тяговой способностью.

Поликлиновые ремни (рис. 3.1, г) – бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми выступами-ребрами на рабочей поверхности, входящими в соответствующие клиновые канавки шкивов. Эти ремни сочетают достоинства: плоских ремней – гибкость и клиновых – повышенную сцепляемость со шкивами.

Ремни круглые (рис. 3.1, д) – бесконечные, в поперечном сечении представляют собой круг. Глубина и размеры желоба шкива должны соответствовать поперечному сечению ремня. Круглый ремень, благодаря взаимодействию с профилем канавки шкива, характеризуется повышенным сцеплением со шкивом и, следовательно, повышенной тяговой способностью.

Соответственно форме поперечного сечения ремня различают **плоскоременные, клиноременные, поликлиновые и круглоременные** передачи. Наиболее распространены плоскоременные и клиноременные передачи.

3.2. ПЛОСКОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Ременные передачи относятся к фрикционным передачам, поэтому они предохраняют механизмы от перегрузки вследствие возможного проскальзывания ремней по поверхности шкивов; благодаря эластичности ремней, ременные передачи работают плавно и с низким уровнем шума.

Плоскоременная передача – самая простая, надежная и широко распространенная передача. Может работать как передача от электродвигателя к станку, как транспортер для грузов и как поручень эскалатора метро. При передаче движения оси шкивов могут перекрещиваться под любым углом и т.д. Плоскоременные передачи применяют при больших межосевых расстояниях. Существуют плоскоременные передачи, работающие при высоких скоростях ремня (до 100 м/с). Изменение нагрузочной способности плоскоременной передачи осуществляют изменением материала и размера ширины ремня.

При малых межосевых расстояниях, больших передаточных отношениях и передаче вращения от одного ведущего шкива к нескольким ведомым предпочтительнее клиноременные передачи. Изменение нагрузочной способности клиноременной передачи осуществляют изменением сечения ремня или изменением количества ремней на одном шкиве.

Круглоременные передачи применяют в небольших машинах, например, машинах швейной и пищевой промышленности, настольных станках, а также различных приборах. В этих передачах ставят один ремень.

Для создания трения между шкивом и ремнем создают натяжение ремней путем предварительного упругого деформирования перемещением одного из шкивов передачи и с помощью натяжного ролика (шкива). На рис.3.2 показаны способы натяжения ремней, осуществляемые перемещением ведущего шкива, установленного на валу электродвигателя. На рис. 3.2, б электродвигатель, установленный на салазках 1, пе-

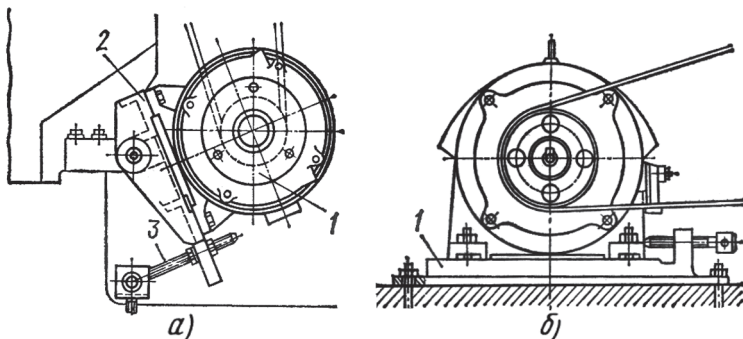


Рис. 3.2. Устройства для натяжения ремней

ремещается вместе со своим шкивом по направляющим салазкам с помощью отжимных винтов 2. На рис. 3.2, а положение электродвигателя 1, установленного на качающейся плите 2, фиксируется установочным винтом 3.

Натяжение ремней ременной передачи натяжным роликом осуществляется либо с помощью груза, либо с помощью пружины (рис. 3.3). Пользуются также натяжными роликами, оси которых после регулировки натяжения ремня закрепляют неподвижно. Эти ролики проще, но зато ролики с подвижными осями автоматически обеспечивают требуемое натяжение ремня. Натяжные ролики применяют в плоскоремённых и сравнительно редко в клиноремённых передачах при малом межосевом расстоянии и больших передаточных отношениях в целях увеличения угла обхвата ремнем меньшего шкива. Достоинства передач с натяжным роликом по сравнению с обыкновенной ременной передачей при одних и тех же габаритах: передача большей мощности, силы давления на валы меньшие, нет необходимости в частой перешивке плоского ремня из-за его вытягивания, ремни легко надевать на шкивы. Но так как ремни на роликах имеют дополнительный изгиб и в большинстве случаев в другую сторону, чем на рабочих шкивах, то долговечность их значительно меньше.

К достоинствам ременных передач, определяющим области их применения, относятся: в качестве быстроходной передачи для снижения угловой скорости вала электродвигателя для возможности работать другим передачам с меньшими угловыми скоростями, возможность осуществления передачи между валами, расположенными на относительно большом расстоянии; плавность и безударность работы передачи, так

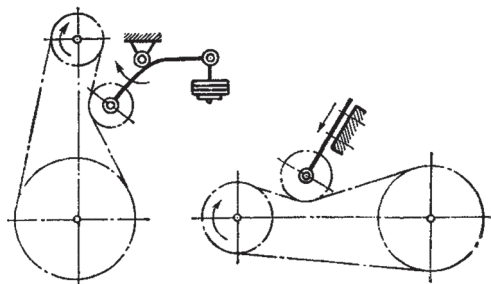


Рис. 3.3. Возможные схемы установки натяжных роликов

как внезапное увеличение момента на одном из валов приводит лишь к увеличению скольжения ремня на шкивах; предельность нагрузки, т. е. способность ремня передать лишь определенную нагрузку, свыше которой происходит буксование (скольжение) ремня по шкиву, которым машина с данной передачей предохраняется от перегрузок и поломок, передача больших мощностей. Встречаются ременные передачи мощностью до 1500 кВт и выше, но в большинстве случаев их применяют для передачи мощностей 0,3...50 кВт.

Недостатком ременных передач является громоздкость; непостоянство передаточного отношения передачи, вызванное неравномерностью проскальзывания ремня; повышенные силы давления на валы и подшипники, так как суммарное натяжение ветвей ремня значительно больше окружной силы передачи.

3.2.1. Материалы и конструкция ремней

Приводной ремень должен обладать определенной тяговой способностью (способностью передавать заданную нагрузку без буксования) и достаточной долговечностью. Тяговая способность ремня обеспечивается надежным сцеплением его со шкивами, что обуславливается высоким коэффициентом трения между ними. Долговечность ремня зависит от возникающих в нем напряжений изгиба и частоты циклов нагружений – числа пробегов ремня в единицу времени. Пользуясь приведенными ниже рекомендациями, можно обеспечить требуемую долговечность ремня.

По материалу и конструкции различают несколько типов ремней.

Кордшнуровые прорезиненные ремни состоят из крученых анидных кордшнуров, расположенных в слое резины. Выпускаются в виде бесконечных лент. Допускаемая наибольшая скорость для ремней – 35 м/с.

Прорезиненные ремни изготовляют трех типов: А, Б и В. Нарезные ремни состоят из нескольких слоев (прокладок) крупноплетеной хлопчатобумажной ткани (бельтинга) или из крученых кордшнуров, между которыми для повышения гибкости ремней помещают прослойки из вулканизированной резины.

Допускаемая наибольшая скорость для ремней: типа А – 30 м/с, Б – 20 м/с, В – 15 м/с. Прорезиненные ремни связаны с

большими габаритами передач, поэтому находят ограниченное применение в машиностроении.

Кожаные ремни делают из отдельных цельных полос кожи путем их склеивания специальным клеем или сшивки сыромятными ремешками (жильными струнами диаметром 1,5...3,5 мм). Стандартные кожаные ремни изготавливают конечными шириной 20...300 мм и толщиной 3...10 мм. Предназначены для передачи малых и средних мощностей. Обладают хорошей тяговой способностью, прочны и с точки зрения надежности и долговечности предпочтительнее других, в особенности при работе в условиях переменных и ударных нагрузок. Они имеют износостойчивые кромки и могут работать при скорости до 45 м/с. Однако из-за высокой стоимости их применяют редко. Кожаные ремни совершенно непригодны для работы в сырых и насыщенных парах кислот и щелочей в помещениях, так как они быстро портятся и выходят из строя.

Хлопчатобумажные цельнотканые ремни изготавливают (ткнут) из хлопчатобумажной пряжи в несколько переплетающихся слоев обычно конечными шириной 30...250 мм, толщиной 4,5...8,5 мм (соответственно числу слоев 4...8). Для предохранения от атмосферных влияний, увеличения прочности и долговечности, а также уменьшения усадки в свободном состоянии их пропитывают специальным составом из озокерита (горного воска) и битума. Хлопчатобумажные ремни самые дешевые, но по нагрузочной способности и долговечности уступают прорезиненным и кожаным ремням, и поэтому их применяют преимущественно для передачи небольших мощностей при скорости до 25 м/с. Для работы в сырых помещениях или при температуре свыше 50°C, а также при опасности воздействия паров кислот хлопчатобумажные ремни не применяют.

Шерстяные ремни выполняют (ткнут) в несколько слоев из шерстяных и хлопчатобумажных нитей, пропитывают составом из олифы, порошкового мела и железного сурика. Они менее чувствительны к воздействию повышенной температуры, влажности, паров кислот и щелочей, что и определяет области применения этих ремней. Шерстяные ремни делают конечными шириной 50...500 мм и толщиной 6...11 мм (соответственно числу слоев 3...5). Они обладают значительной упругостью и поэтому хорошо работают при не-

равномерной и ударной нагрузках. Максимальная допускаемая скорость – 30 м/с.

Кроме стандартных типов плоских ремней в отдельных специальных установках применяют прошивные прорезиненные, тканые полульняные, шелковые, полиамидные и другие ремни. При больших скоростях выпускают бесконечные тканые **полульняные ремни** шириной 15...25 мм, толщиной 1,75 мм и длиной 1000...1800 мм. Для быстроходных передач используют **шелковые ремни**.

Полиамидные ремни, капроновые и нейлоновые, в том числе с фрикционным покрытием из синтетических смол ($f \approx 0,5$) имеют большое распространение в современном машиностроении. Их либо ткют из полиамидных нитей, либо получают в виде пленочной многослойной ленты толщиной от 0,4 до 1,2 мм. Могут передавать мощности порядка 15 кВт. Применяют также полиамидные ремни, армированные тонкими металлическими тросами. Эти ремни в несколько раз прочнее и долговечнее обыкновенных. Они пригодны для высокоскоростных передач при скорости ремня до 100 м/с и выше.

3.2.2. Шкивы плоскоремennых передач

Диаметры шкивов d_1 и d_2 находят при расчете передачи. Ширину обода шкива B (рис. 3.4, а) устанавливают в зависимости от ширины ремня b и округляют до следующего стандартного значения (табл. 3.1).

Для предохранения ремня от бокового сбегаания обод одного из шкивов передачи изготавливают выпуклым (рис. 3.4; б, г, д). Стрела выпуклости по дуге окружности при $D=250-300$ мм $h=0,8$ мм; при $D=315-400$ мм $h=1,0-1,2$ мм; при $D=400-550$ мм $h=1,2-1,5$ мм.

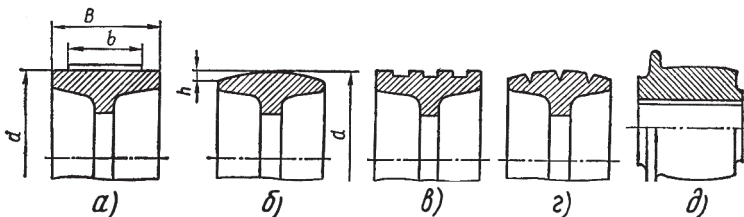


Рис. 3.4. Шкивы плоскоремennых передач

Определение ширины шкива

Ширина ремня b , мм	20	25	32	40	50	63	71	80	90	100	112	125	140	160
Ширина шкива B , мм	25	32	40	50	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180

Выпуклость целесообразно делать на большем шкиве, так как суммарное напряжение в ремне от изгиба в радиальном и поперечном направлениях меньше, чем на малом шкиве. На малом шкиве для предохранения от бокового сбега ремня может быть предусмотрена реборда (рис. 3.4, д).

При скорости $v > 40$ м/с из-за воздушного клина, образующегося между шкивом и набегающей ветвью ремня, снижается сцепление между взаимодействующими поверхностями и падает несущая способность передачи. Для предупреждения образования воздушной подушки на шкиве предусматривают треугольные или прямоугольные кольцевые канавки (рис. 3.4; в, г).

При скорости $v \leq 35$ м/с шкивы необходимо статически балансировать.

При натяжных роликах оба шкива выполняются цилиндрическими.

Шкивы быстроходных передач, при скорости $v \geq 35$ м/с, необходимо подвергать динамической балансировке.

Шкивы изготовляют из чугуна СЧ15 при $v < 30$ м/с, модифицированного чугуна и стали 25Л при $v < 45$ м/с, алюминиевых сплавов при $v < 80$ м/с и легированной стали при $v < 100$ м/с, сварными из проката и штампованных элементов при $v < 60$ м/с, а также из пластмасс.

Для круглых ремней профиль канавок выбирают полукруглым с радиусом, равным радиусу ремня.

3.2.3. Геометрический расчет плоскоременной передачи

После выбора привода с электродвигателем становится известным его мощность P (Вт) и угловая скорость ω_p (рад/с) его вала, связанного с плоскоременной передачей (рис. 3.5):

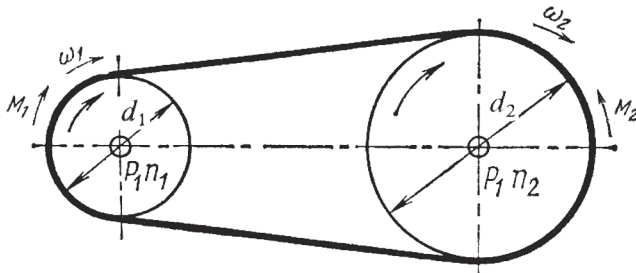


Рис. 3.5. Схема параметров плоскоременной передачи, участвующих в расчете

$$P = T_p \omega_p / \eta,$$

где η – коэффициент полезного действия.

Вращающий момент M_1 на валу ведущего шкива (Н·мм) находят по формуле:

$$M_1 = \frac{P}{\omega_1} = \frac{30P}{\pi n_1},$$

где P – мощность, Вт; ω – в рад/с; n_1 – в об/мин.

Диаметр ведущего шкива (мм) вычисляют по эмпирической зависимости:

$$d_1 \approx 6\sqrt[3]{M_1},$$

где M_1 – в Н·мм; или

$$d_1 = (115 \dots 135) \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}}, \text{ мм.}$$

Для кордшнуровых плоских ремней $d_1 \geq 70\delta$; для синтетических плоских ремней $d_1 \geq (100 \dots 150)\delta$; для прорезиненных плоских ремней $d_1 \geq (30 \dots 40)\delta$, где δ – толщина ремня.

Диаметр ведомого шкива (мм) определяют с учетом относительного скольжения ремня ε :

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon);$$

для передач с регулируемым натяжением ремня $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$.

По найденному значению d_1 и d_2 подбирают диаметр шкива (мм) из рекомендуемого ряда – 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 – и уточняют передаточное отношение i .

Так как величина скольжения ε пренебрежимо мала, то обычно принимают:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}.$$

Межосевое расстояние передачи (рис. 3.5):

$$a \geq 2(d_1 + d_2).$$

Угол обхвата ведущего шкива:

$$\alpha_1^\circ \approx 180 - 60 \frac{d_2 - d_1}{a} \geq [\alpha_1],$$

где для плоскоременной передачи $[\alpha_1] \geq 150^\circ$; для клиноременной и поликлиноременной $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.

Длина ремня:

$$L = 2a + \pi \frac{d_1 + d_2}{2} + \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2 \frac{1}{a}.$$

Расчетная скорость ремня, м/с:

$$v = 0,5 d_1 \omega_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60},$$

где d_1 – в м.

Окончательное межосевое расстояние (мм):

$$a = \left[2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] / 8.$$

Силы, действующие в передаче, Н: окружная сила –

$$F_t = P/v.$$

3.3. КЛИНОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Ременную передачу с параллельными осями, приводной ремень которой имеет клиновидную форму поперечного сечения, называют клиноременной (рис. 3.6).

В клиноременной передаче направления вращения ведущего и ведомого шкивов совпадают. Число клиновых ремней часто принимают от трех до пяти (максимально восемь ремней), но передача может быть и с одним ремнем.

Рабочие поверхности – это боковые стороны ремня, поэтому клиновой ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива. Клиноременные передачи в машиностроении применяют чаще, чем плоскоременные. Однако скорость этой передачи не должна превышать 30 м/с, так как при $v > 30$ м/с клиновые ремни начинают вибрировать. Оптимальная окружная скорость, при которой передача работает устойчиво, $v = 5 \dots 25$ м/с.

Передаточное число для одноступенчатой клиноременной передачи $u \leq 8$.

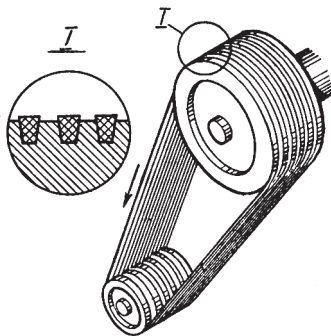


Рис. 3.6. Клиноременная передача

Достоинства клиноременной передачи по сравнению с плоскоременной – возможность передачи большей мощности; допустимость меньшего межосевого расстояния и возможность применения меньшего угла обхвата на малом шкиве.

По сравнению с плоскоременной передачей клиноременная передача обладает значительно большей тяговой способностью за счет повышенного сцепления, обусловленного приведенным коэффициентом трения f' между ремнем и шкивом по формуле:

$$f' = f / \sin(\alpha/2),$$

где f – коэффициентом трения на плоскости (для прорезиненной ткани по чугуну $f=0,3$), α – угол профиля канавки шкива. Для $\alpha=40^\circ$ получим:

$$f' = f / \sin 20^\circ \approx 3f.$$

Таким образом, при прочих равных условиях клиновые ремни способны передать почти в три раза большую окружающую силу, чем плоские.

Недостатки: большая жесткость и, как следствие, – меньший срок службы ремня; необходимость особых приемов при надевании ремня; зависимость размеров проектируемой передачи от выбранного (по таблице регламентированных длин) ремня; большая стоимость эксплуатации передачи из-за вытяжки ремней; большая трудоемкость изготовления шкивов; несколько пониженный КПД $\eta=0,87\dots 0,97$.

3.3.1. Ремни для клиноременных передач

Основное распространение получили ремни трапециевидного сечения (рис. 3.7) с углом профиля $\varphi=40+1^\circ$.

Замкнутые бесшовные ремни изготавливают методом вулканизации в пресс-формах. Трапециевидная (клиновья) форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в 3 раза по сравнению с плоским ремнем, но вследствие большой высоты ремня эта форма неблагоприятна ввиду напряжений изгиба на шкивах; передача имеет более низ-

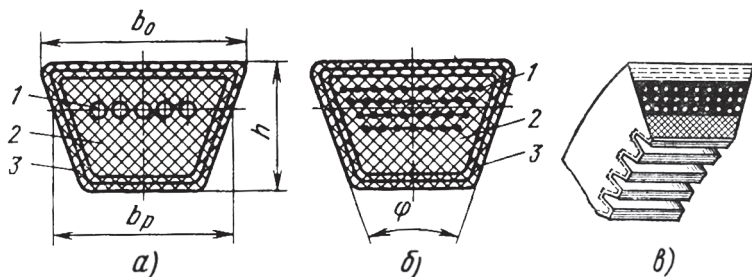


Рис. 3.7. Ремни для клиноременных передач

кий КПД. Эти недостатки отчасти компенсируются тем, что ремень изготавливают из материала с малым модулем упругости (из резины), а несущие кордовые слои имеют наибольшую толщину и располагаются около нейтральной плоскости ремня.

Промышленность выпускает клиновые ремни двух типов: **кордшнуровые** (рис. 3.7, а) и **кордтканевые** (рис. 3.7, б).

Различаются они тем, что основной несущий слой у первого состоит из одного ряда толстых кордовых шнуров 1, а у второго – из нескольких рядов кордовой ткани 1. В верхней и нижней частях сечения (в зонах растяжения и сжатия) ремень заполнен резиной 2, а снаружи в несколько слоев обмотан прорезиненной тканью – обертка 3.

Для увеличения эластичности иногда применяют ремни с гофрами на внутренней и наружной поверхностях (рис. 3.7, в).

Кордшнуровые или кордтканевые **гофрированные ремни** применяют в передачах с малыми диаметрами шкивов. В кордшнуровых ремнях корд состоит из одного ряда толстых крученых анидных шнуров, поэтому они более гибки.

При выборе конструкции ремня рекомендуются кордтканевые ремни как более долговечные. Если в передаче требуется применить шкивы малых диаметров (но в пределах стандарта), то принимают кордшнуровые ремни.

В зависимости от отношения расчетной ширины сечения ремня b_p к высоте h в машиностроении нашли применение клиновые ремни нормального сечения семи типоразмеров с $b_p \approx 1,4$, которые применяются при $v < 30$ м/с, и узкие ремни четырех типоразмеров с $b_p \approx 1,05 \dots 1,1$ (рис. 3.8).

Узкие клиновые ремни работают с большими до 2 раз удельными нагрузками, чем с нормальными сечениями и применяются при $v < 50$ м/с.

Все клиновые ремни в сечении имеют форму трапеции с углом профиля 40° в недеформированном состоянии.

Расчетная длина L клинового ремня соответствует длине нейтрального слоя.

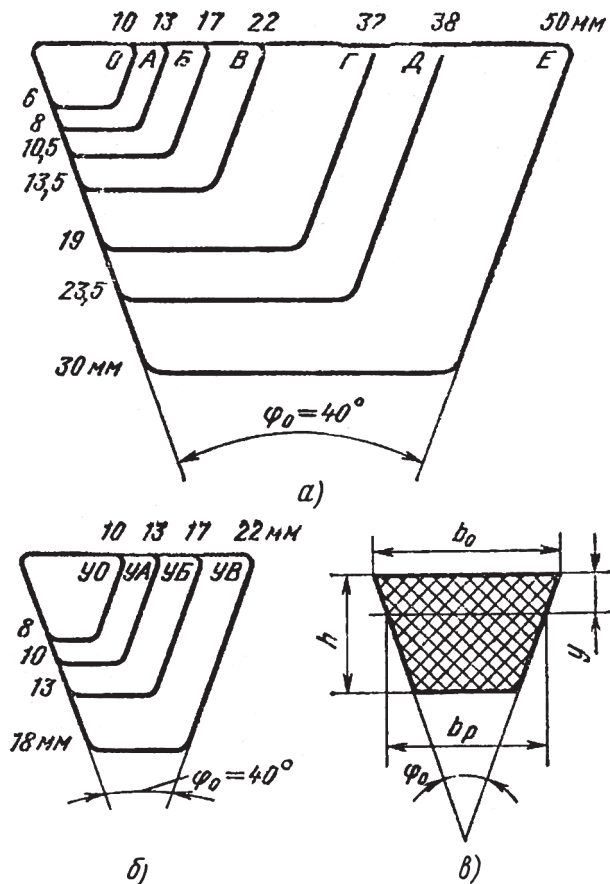


Рис. 3.8. Схема для сравнения размеров сечений:

а – клиновых ремней; б – узких клиновых ремней;

в – размеров поперечного сечения ремней, применяемых в приводах машин

Т а б л и ц а 3.2

Клиновые резинотканевые приводные ремни

Сечение ремня	D_1 min	Размеры сечения, мм			A_1 , мм ²	Натяжение $2F_0$, Н	Рекомендуемая длина L ремня, мм
		b_0	b_p	h			
О	63	10	8,5	6	47	11	400-2500
А	90	13	11	8	81	20	560-4000
Б	125	17	14	10,5	138	30	800-6300
В	200	22	19	13,5	230	75	1800-10600
Г	315	32	27	19	476	140	3150-15000
Д	500	38	32	23,5	692	180	4500-18000
Е	800	50	42	30	1170	290	6300-18000
Узкие ремни							
УО	63	10	8,5	8	56	20	630-3550
УА	90	13	11	10	93	30	800-4500
УБ	140	17	14	13	159	75	1250-8000
УВ	250	22	19	18	278	140	2000-8000

Клиновые ремни нормальных сечений изготавливают семи сечений (О, А, Б, В, Г, Д, Е). Клиновые узкие ремни изготавливают четырех сечений (УО, УА, УБ, УВ).

Характеристики клиновых приводных ремней приведены в табл. 3.2. Размеры ремня, мм (рис. 3.8, в): ширина большого основания ремня b_0 ; расчетная ширина ремня b_p ; высота ремня h ; длина ремня L ; площадь сечения A_1 .

Допускаемые отклонения длины ремней колеблются в значительных пределах, поэтому для многоручьевых передач требуется тщательно подбирать комплекты ремней по длине. При выходе из строя одного ремня снимают весь комплект. Использование новых ремней с ремнями, бывшими в употреблении, недопустимо.

3.3.2. Шкивы клиноременных передач

В отличие от рассмотренных шкивов плоскоремных передач рабочей поверхностью клиноременных шкивов являются боковые стороны клиновых канавок (рис. 3.9).

Размеры и углы профиля канавок, толщина обода шкива принимают стандартные значения (табл. 3.3) в зависимости от типа ремня. Рабочую поверхность канавок желательно полировать, шкивы должны быть хорошо сбалансированы. Разме-

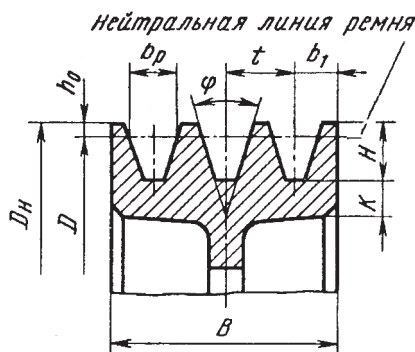


Рис. 3.9. Конструктивные размеры для клиновых ремней

ры и число канавок определяются профилем ремня и числом ремней. Ремень при изгибе на шкиве деформируется, и угол его сечения уменьшается тем больше, чем меньше диаметр шкива. Для лучшего прилегания боковых поверхностей ремня к канавкам шкива угол канавки φ следует выбирать в зависимости от расчетного диаметра шкива.

Шкивы изготовляют литыми, сварными или штампованными из чугуна СЧ15 ($v \leq 30$ м/с), модифицированного чугуна и стали 25Л ($v \leq 45$ м/с), алюминиевых сплавов ($v \leq 80$ м/с), из легированной стали.

Таблица 3.3

Размеры клиноременных шкивов, мм (рис. 3.9)

Сечение ремня	h_0	H	t	b_1	K	Расчетные диаметры D шкивов при φ			
						34°	36°	38°	40°
О	2,5	10	12	8	5,5	63-71	80-100	112-160	180-450
А	3,5	12,5	16	10	6	90-122	125-160	180-400	450-560
Б	5	16	20	12,5	7,5	125-160	180-224	250-500	560-710
В	6	21	26	17	10	200	224-315	355-630	710-1000
Г	8,5	28,5	37,5	24	12	-	315-450	500-900	1000-1250
Д	10	34	44,5	29	15	-	500-560	630-1120	1250-1600
Е	12,5	43	58	38	18	-	-	800-1400	св. 1600
УО	2,5	12,5	12	8	6	63...80	-	>80	-
УА	3,0	16	15	10	8	90...118	-	>118	-
УБ	4,0	21	19	12,5	10	140...190	-	>190	-
УВ	5,0	24	26	17	12	224...315	-	>315	-

Толщина обода у края для чугунных шкивов $K=0,005D+(3...5)$ мм, для стальных – $K=0,8\delta_{\text{чуг}}$.

3.3.3. Расчет основных геометрических параметров передачи

Диаметры шкивов D_1 и D_2 . В клиноременной передаче расчетными диаметрами шкивов являются диаметры, соответствующие окружности расположения нейтрального слоя (рис. 3.9 – диаметр D).

Диаметр меньшего шкива определяют по эмпирической формуле:

$$D_1 \approx (3 \div 4) \sqrt[3]{T_1},$$

где T_1 – вращающий момент, Н·мм; D_1 – в мм. Полученный результат округляют до стандартного значения, но не меньше минимального D_1 , указанного в табл. 3.3.

Диаметр большого шкива D_2 определяют, учитывая передаточное число по формуле:

$$D_2 = D_1 u.$$

Наружный диаметр шкивов определяют по формуле (рис. 3.9):

$$D_H = D + 2h_0.$$

Межосевое расстояние a для клиноременных передач определяют по аналогии с плоскоремной передачей. Для нормальной работы клиноременной передачи рекомендуется принимать:

$$a_{\min} \geq 0,55(D_1 + D_2) + h,$$

$$a_{\max} = 1,5(D_1 + D_2),$$

где D_1 и D_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов; h – высота сечения ремня.

Оптимальное межосевое расстояние $a_{\text{опт}}$ в зависимости от передаточного числа u и диаметра большого шкива D_2 следующее (табл. 3.4):

Таблица 3.4

Оптимальное межосевое расстояние

$a_{\text{опт}}/D_2$	1,5	1,22	1,0	0,95	0,9	0,85
u	1	2	3	4	5	$u \geq 6$

Расчетная длина L ремня соответствует длине нейтрального слоя поперечного сечения ремня. L определяют по формуле:

$$L = 2a + \pi \frac{D_1 + D_2}{2} + \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)^2 \frac{1}{a}.$$

Расчетную длину ремня округляют до ближайшей большей длины клинового ремня выбранного типа по каталогу.

Межосевое расстояние:

$$a = 0,25 \left[(L - \Delta_1) + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 2\Delta_2} \right],$$

где $\Delta_1 = 0,5\pi(D_1 + D_2)$; $\Delta_2 = (D_2 - D_1)^2$.

Угол обхвата меньшего шкива:

$$\alpha_1^\circ = 180 - 57 \frac{D_2 - D_1}{a} > [\alpha] = 90^\circ.$$

Расчетная скорость ремня, м/с:

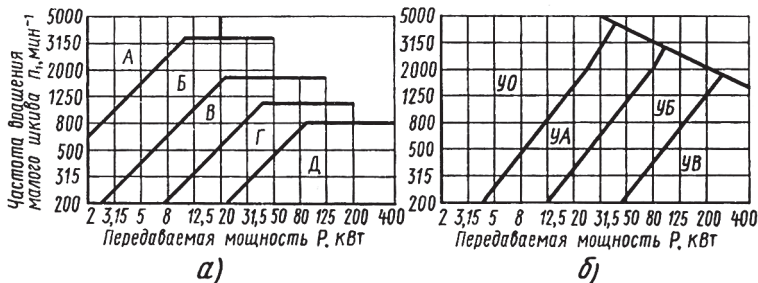


Рис. 3.10. Номограмма для выбора ремня:

а – клинового; б – узкого клинового

$$v = 0,5D_1\omega_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60},$$

где D_1 – в м.

Для выбора ремня можно воспользоваться также номограммой (рис. 3.10).

3.4. ПЕРЕДАЧИ ПОЛИКЛИНОВЫМИ РЕМНЯМИ

В промышленности нашли применение передачи с гибкой связью, в состав которых входят шкивы, соединенные клиновидным ремнем (рис. 3.11, а). Ремни этого вида работают по принципу клиновых ремней и получили название поликлиновых ремней.

Поликлиновые ремни – бесконечные ремни, состоят из плоской и профильной частей. В плоской части размещено несколько слоев прорезиненной ткани и ряд кордшнура из синтетических волокон. Профильная часть, образуемая продольными клиньями, состоит из резины. Обе части изготовлены как одно целое.

Клинья, которые образуют профильную часть поликлинового ремня, имеют отклонения размеров по профилю и по длине значительно меньшие, чем у такого же комплекта клиновых ремней. Поэтому нагрузка, передаваемая шкивом с идентичным профилем желобов на его поверхности (рис. 3.11, б), воспринимается клиньями поликлинового ремня более рав-

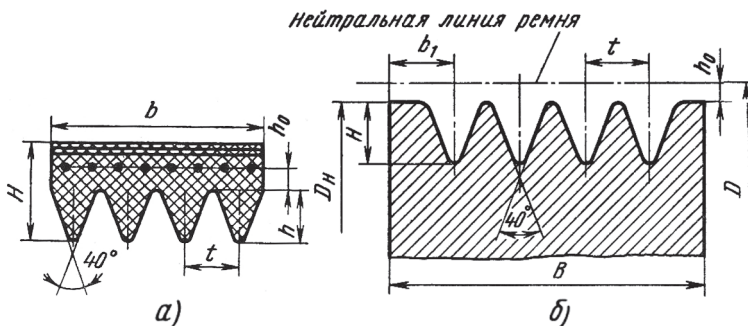


Рис. 3.11. Сечение поликлинового:
а – ремня; б – шкива

Т а б л и ц а 3.5

Характеристики поликлиновых ремней

Сече- ние рем- ня	Размеры, мм					Предель- ные расчетные длины, мм	Число ребер*	Т ₁ , Н·м	Мас- са, кг/м	Заме- няе- мые сече- ния клин. ремней
	t	H	h	b	A _{1,2} мм ²					
К	2,4	4	2,35	1,0	54	400...2000	2...36/36	40	0,09	О и А
Л	4,8	9,5	4,85	2,4	291	1250...4000	4...20/50	18-400	0,45	А, Б и В
М	9,5	16,7	10,35	3,5	954	2000...4000	4...20/50	130	1,6	В, Г, Д и Е

Примечание. А₁ – площадь поперечного сечения. *Рекомендуемое/предельное

номерно. В сочетании с более прочной конструкцией ремня это обеспечивает более высокую тяговую способность поликлинового ремня.

Для поликлиновых ремней рабочей поверхностью шкива (рис. 3.11, б) являются боковые стороны клиновых канавок в ободе шкива. Угол клина канавок шкива $\varphi=40^\circ$ независимо от диаметра шкива. Размеры профиля шкивов для поликлиновых ремней – в табл. 3.6.

Изготавливают поликлиновые ремни трех сечений: К, Л и М (табл. 3.5).

Поликлиновые ремни сочетают достоинства плоских и клиновых ремней. Благодаря высокой гибкости допускают применение шкивов малых диаметров. Могут работать при скоростях $v < 40$ м/с. Корд и рабочая поверхность расположены по всей ширине ремня, поэтому при одинаковой мощности ширина шкивов для поликлиновых ремней в 1,5...2 раза меньше ширины шкивов передач.

Т а б л и ц а 3.6

Размеры профиля шкивов для поликлиновых ремнейРазмеры, мм; $\varphi=40^\circ$

Сечение ремня	t	H	b ₁	h ₀	Расчетные диаметры D шкивов
К	2,4	2,35	3,5	1,0	25-500
Л	4,8	4,85	5,5	2,4	80-800
М	9,5	10,35	10,0	3,5	180-1000

Поликлиновые ремни могут быть применены взамен отдельных клиновых ремней или их комплектов с целью сокращения габаритов. При передаче одинаковой мощности ширина поликлинового ремня может быть примерно в два раза меньше, чем у комплекта клиновых ремней. Ремень сечения К применяют вместо клиновых ремней сечений О и Л для передачи момента $T_1 \leq 40 \text{ Н}\cdot\text{м}$; ремень сечения Л – вместо клиновых ремней А, Б и В для передачи момента $T_1 \leq 18-400 \text{ Н}\cdot\text{м}$; ремень сечения М – вместо клиновых ремней В, Г, Д и Е для передачи момента $T_1 > 130 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (где T_1 – момент на быстроходном валу) (табл. 3.5). Если могут быть применены ремни двух сечений, предпочтение следует отдавать ремню с меньшим сечением. Рекомендуют применять ремни с четным числом клиньев.

3.4.1. Расчет основных геометрических параметров передачи

(Недостающие зависимости можно заимствовать в пункте 3.3 «Клиноременная передача».)

Диаметры шкивов D_1 и D_2 . В поликлиноременной передаче расчетными диаметрами шкивов являются диаметры, соответствующие окружности расположения нейтрального слоя ремня (рис. 3.11, б – диаметр D).

Расчетная скорость ремня, м/с:

$$v = 0,5D_1\omega_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60},$$

где D_1 – в м.

Для выбора ремня можно воспользоваться номограммой (рис. 3.12).

Наружный диаметр шкива $D_n = D - 2h_0$. Диапазон расчетных диаметров шкивов приведен в табл. 3.6.

Рекомендуемая величина межосевого расстояния a в зависимости от передаточного отношения u – в табл. 3.7.

Расчетный момент на быстроходном валу:

$$T_1 = \frac{30P}{\pi n_1 C_p}, \text{ Н,}$$

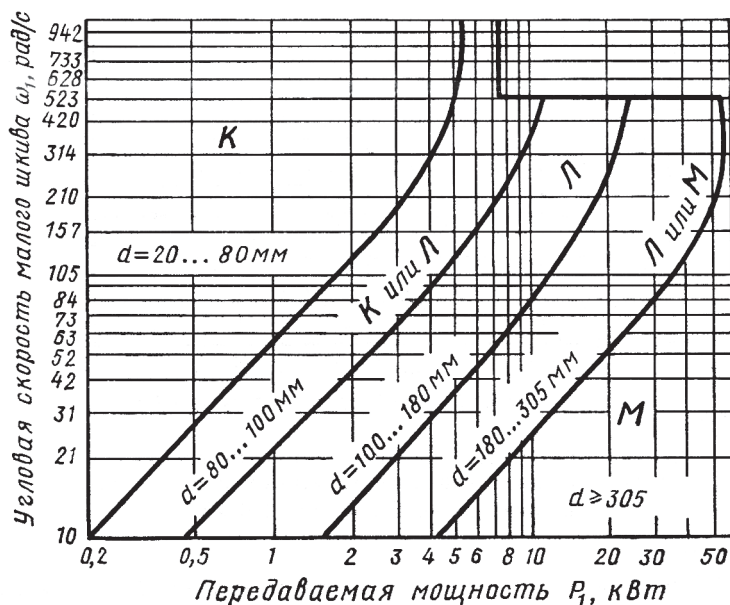


Рис. 3.12. Номограмма для выбора поликлинового ремня

Таблица 3.7

Рекомендуемая величина межосевого расстояния a в зависимости от передаточного отношения u

u	1	2	3	4	5	6	7
a/D_1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5

где P – заданная передаваемая мощность, Вт; n_1 – частота вращения меньшего шкива.

Диаметр меньшего шкива выбирают по следующей приближенной зависимости:

$$D_1 \approx 3\sqrt[3]{T_1},$$

где T_1 – момент, в Н·мм; D_1 – диаметр, в мм.

3.5. ЗУБЧАТОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Передача зубчатым ремнем в отличие от других ременных передач работает зацеплением и без скольжения; тем самым она обеспечивает синхронное вращение валов. Состоит передача из двух или большего числа шкивов и зубчатого ремня (рис. 3.13, а).

Зубчатые ремни (рис. 3.13, б), изготовлены из неопрена или полиуретана, армированы стальным канатом, стекловолокном или полиамидным шнуром. Эти ремни способны передавать вращающий момент при условии постоянства передаточного числа (проскальзывание ремня исключено) с высокими окружными скоростями (до 80 м/с); их применяют в кинематических механизмах станков. По сравнению с фрикционной ременной передачей она компактнее, по сравнению с цепной передачей она работает более плавно, с меньшим шумом, не требует напряженного ухода и смазывания.

Зубчатоременную передачу применяют для передачи мощности до 100 кВт; работает она в диапазоне скоростей от 5 до 50 м/с, передаточное число – до 12, наибольшее $\eta \approx 0,98$.

3.5.1. Ремни зубчатые

Зубчатые ремни (рис. 3.13, б) имеют несущий элемент в виде металлических тросов 1, находящихся в основе 2 из маслостойкой резины или пластмассы. Такая конструкция позволяет работать передаче в масле. Зубья для повышения их износостойкости покрыты нейлоновой или другой тканью.

Основной размерный параметр – модуль зацепления m . Остальные размеры выражаются в функции модуля:

$$m = t / \pi,$$

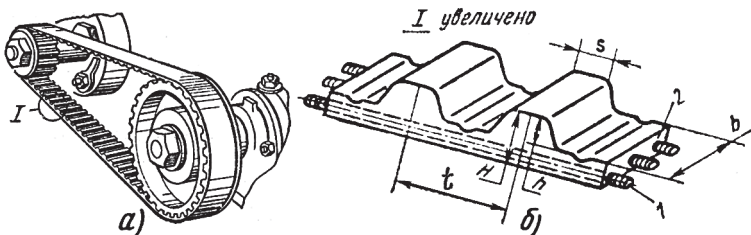


Рис. 3.13. Зубчатоременная передача и ее ремень

Основные параметры зубчатых ремней

Параметр	Модуль m , мм		
	3	5	7
Момент на малом шкиве M_1 , Н м	24	49	190
Удельная окружная сила F_0 , Н/мм	100	350	450
Частота вращения быстроходного вала n_1 , мин ⁻¹	1000...8000	1000...5000	1000...4000
Число зубьев на малом шкиве z_1	14...20	18...24	22...36
Число зубьев ремня z_p	36...160	45...140	45...125
Ширина зубчатого ремня b , мм	12,5...25	25...50	50...80
Толщина ремня H , мм	4,0	6,5	11,0
Шаг зубьев t , мм	9,42	15,71	21,99
Высота зуба h , мм	2,0	3,5	6,0
Наименьшая толщина зуба s , мм	3,2	5,0	8,0

где t – окружной шаг; m – модуль ($m = 2, 3, 4, 5, 7, 10$).

Основные параметры зубчатых ремней с углом профиля зуба 40° приведены в табл. 3.8.

3.5.2. Шкивы зубчатые

Для предупреждения сбегания ремня один из шкивов (преимущественно меньший) делают с ребордами высотой 1,5...4 мм. Материал шкивов – чугун, сталь, легкие сплавы или пластмассы. Зубья нарезают методом обкатки, при серийном производстве получают точным литьем под давлением без дополнительной обработки зубьев.

3.5.3. Выбор параметров передачи и ее расчет

Расчет передачи ведется из условий прочности ремня. Модуль m передачи зубчатым ремнем вычисляют в зависимости от передаваемой мощности P и угловой скорости ω_1 быстроходного вала:

$$m = 1,65 \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{P / \omega_1} .$$

Из возможных вариантов лучше применять ремни с меньшим модулем, это уменьшает диаметры шкивов и центробеж-

Таблица 3.9

Значения модуля m зубчатого ремня

Передаваемая мощность P , кВт	Рекомендуемый модуль ремня m , мм, при угловой скорости малого шкива ω , рад/с				
	350	180	125	90	70
0,4	3	3	3	3; 4	3; 4
1,5	3	3; 4	3; 4	4	4
5,5	4	4	4	4; 5	4; 5
7,5	4	5; 7	5; 7	5; 7	5; 7
17	5; 7	5; 7	7	7	7
30	5; 7	7	7	7; 10	7; 10

Таблица 3.10

Минимальные значения зубьев меньшего шкива

m , мм	2	3	4	5	7	10
z_{1min}	10	12	15	18	20	22

ные силы, снижает шум и массу передачи, но увеличивает ширину ремня (табл. 3.9).

Число зубьев меньшего шкива z_1 определяют по табл. 3.10.

Число зубьев большего шкива:

$$z_2 = z_1 u,$$

где u – передаточное отношение.

Расчетную длину ремня рассчитывают с точностью до 0,1 мм по формуле:

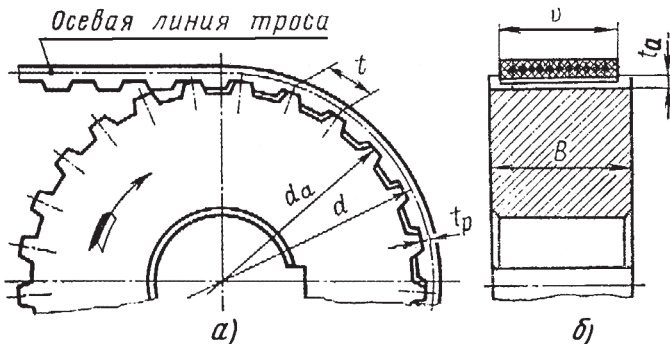


Рис. 3.14. Основные параметры передачи зубчатым ремнем

$$L = \pi m z_p,$$

где z – число зубьев ремня.

Расчетные диаметры шкивов определяют по зависимости (рис. 3.14):

$$d = mz,$$

где z – число зубьев шкива.

Скорость ремня:

$$v = \omega_1 d_1 / (2 \cdot 1000), \text{ м/с.}$$

Межосевое расстояние рассчитывают из условия:

$$a \geq 0,5(d_2 + d_1).$$

Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом:

$$z_0 = z_1 \alpha_1 / 360^\circ \geq [z_0],$$

где α_1 – угол обхвата на малом шкиве, градус.

$$\alpha_1^\circ \approx 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} \geq [\alpha_1].$$

Рекомендуется $[z_0] \geq 6$. При $z_0 < [z_0]$ увеличивают межосевое расстояние a .

Длину ремня в шагах t определяют по зависимости:

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}.$$

L_t округляют до значения: 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160.

Окончательное значение межосевого расстояния a вычисляют при выбранной длине L_t ремня:

$$a = 0,25t \left[L_t - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{L_t - 0,5(z_1 + z_2)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Если требуемое межосевое расстояние a и выбранная длина L_t (содержащая целое число шагов) не соответствуют друг другу, то берут ремень большей длины и устанавливают натяжной ролик. Диаметр натяжного ролика d_p должен быть больше наружного диаметра малого шкива $d_p \leq 1,3d_{a1}$.

3.6. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Цепная передача служит для изменения частоты вращения при передаче движения от ведущего вала к ведомому, расположенным на значительном расстоянии друг от друга. В отличие от зубчатой передачи зацепление между зубчатыми колесами, называемыми ведущей z_1 и ведомой z_2 звездочками, осуществляется не непосредственно, а через гибкую связь – приводную цепь (рис. 3.15).

В цепной передаче основным элементом, определяющим ее нагрузочную способность, является цепь, которая состоит из промежуточных звеньев с шагом t . Поэтому при определении конструкции цепной передачи сначала производят выбор цепи, затем определяют конструкцию звездочек и других частей передачи.

В современном машиностроении из разных типов приводных цепей широко применяются роликовые, втулочные и зубчатые цепи.

3.6.1. Цепная передача с приводной роликовой цепью

Приводные роликовые цепи (рис. 3.16, а) состоят из чередующихся наружных и внутренних звеньев, имеющих отно-

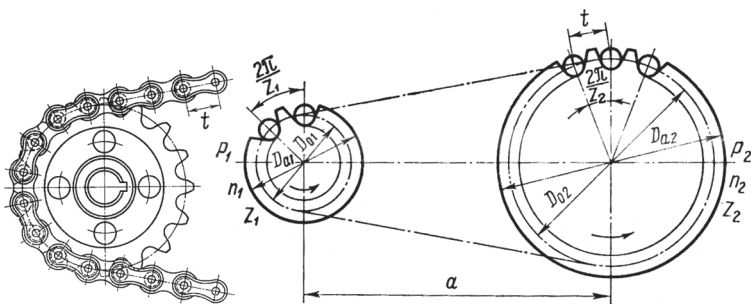


Рис. 3.15. Цепная передача

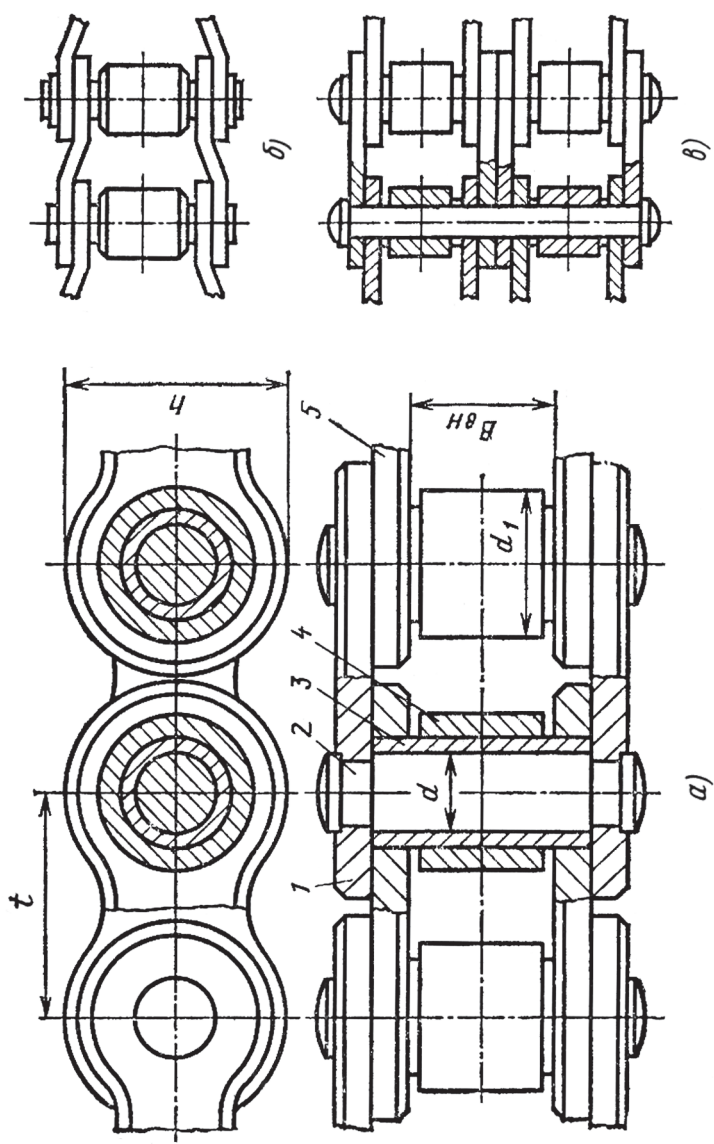


Рис. 3.16. Приводные роликовые цепи

сительную подвижность в одной плоскости. Пластины 5 внутренних звеньев напрессованы на концы втулок 3, а наружные пластины 1 – на ось 2, концы которой расклепаны. Длина оси 2 определяет размер ширины цепи. Для уменьшения износа на втулки 3 надеты ролики 4, которые вместе образуют шарнир.

Роликовые цепи выполняют с изогнутыми и прямыми пластинами (рис. 3.16; б, в). Последние обладают повышенной податливостью, их применяют при динамических нагрузках (ударах, частых реверсах и т. д.).

При передаче больших мощностей применяют двух- и четырехрядные роликовые цепи; их изготовляют из элементов обычных однорядных цепей, но со специальными, более длинными осями. На рис. 3.16, в показана двухрядная роликовая цепь такого типа. Применение многорядных цепей позволяет значительно уменьшить габаритные размеры передачи в плоскости, перпендикулярной к осям.

Основными параметрами цепи, так же как в зубчатой передаче, является шаг t – расстояние между осями двух ближайших осей роликов 4; разгружающая нагрузка цепи F и окружная скорость v .

Основные технические параметры роликовых цепей приведены в табл. 3.11.

Многорядные цепи отличаются от однорядных цепей размером по ширине, зависящим от количества венцов звездочек.

Т а б л и ц а 3.11

Основные технические параметры роликовых цепей

Размеры, мм

Шаг t	$B_{\text{вн}}$	d	d_1	h	b	Q , кН	q , кгс/м	$A_{\text{оп}}$, мм ²
9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9,1	0,45	28,1
12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	18,2	0,75	39,6
15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22,7	1,0	54,8
19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	33	31,8	1,9	105,8
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	60,0	2,6	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	88,5	3,8	262
38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58	127,0	5,5	394
44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62	172,4	7,5	473
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	226,8	9,7	646

Примечание. Q – разрушающая нагрузка, q – масса 1 м цепи. Шаг цепи измеряется в дюймах, поэтому при переводе дюймовых величин в мм получаются дробные значения величины шага. $A_{\text{оп}}$, мм² – проекция опорной поверхности ролика.

Во всех случаях при выборе цепи предпочтительней применение однорядной цепи. Если предварительно выбранная приводная цепь не удовлетворяет передаваемой мощности, можно выбрать однорядную цепь большего шага, избегая применения двухрядных или тем более трехрядных цепей. При оценке вариантов следует учитывать, что при передаче одинаковой мощности с переходом к многорядной цепи уменьшается шаг и увеличивается плавность работы цепной передачи.

Предпочтительно применять цепи, имеющие четное число звеньев, так как при нечетном их числе приходится вводить специальное переходное звено.

Материал деталей цепей должен обладать большой износоустойчивостью и прочностью. Пластины изготавливают из стали 50 с закалкой до 38...45 HRC, оси, втулки, ролики – из цементированных сталей (Сталь 20, 20X) с последующей закалкой до твердости 52...60 HRC, шайбы – из Стали 50 с последующей закалкой до твердости 30...38 HRC.

Цепные передачи выполняют понижающими и повышающими.

Цепные передачи применяют обычно для передачи мощностей до 100 кВт при окружных скоростях $v=12...15$ м/с и передаточных отношениях до 8.

При проектировании цепных передач необходимо избегать больших углов ($>45^\circ$) между линией, соединяющей центры звездочек, и горизонтальной линией. Ведущую ветвь располагают, как правило, сверху. В передачах с большими углами подъема необходимо предусматривать натяжные устройства. Вертикального расположения передач следует избегать.

3.6.1.1. Геометрический расчет цепной передачи

Звездочки приводных цепей по конструкции во многом подобны зубчатым колесам (рис. 3.17). Основные зависимости для определения параметров приведены в табл. 3.12.

Главный параметр цепи – ее шаг t ; остальные геометрические параметры передачи выражают в зависимости от шага.

Делительная окружность звездочки проходит через центры шарниров цепи. Диаметр этой окружности (рис. 3.17, а) для шестерни определяется равенством $D_{o1}=t/\sin(180^\circ/z_1)$.

Профиль зуба состоит из впадины (рис. 3.17, б), очерчиваемой радиусом $r=0,5d_1+0,5$ мм, где d_1 – диаметр ролика (табл. 3.11); дуги, очерчиваемой радиусом $R=0,8d_1+r$; прямолинейного пере-

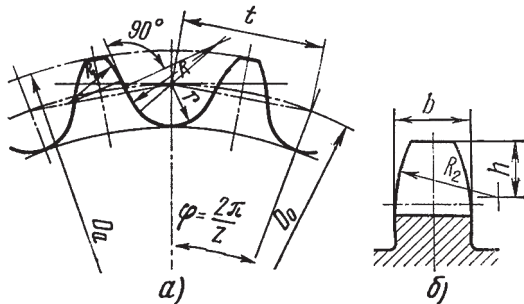


Рис. 3.17. Геометрические параметры зубьев звездочки

ходного участка; головки, очерченной радиусом R_1 , который выбирают так, чтобы ролик непосредственно плавно входил в соприкосновение с зубом звездочки.

Ширина венца звездочки $b=0,93B_{вн} - 0,15$ мм. Радиус головки зуба в поперечном сечении – $R_2 \approx 1,7d_1$ на высоте $h=0,8d_1$ (рис. 3.17, б).

В момент укладки звенья испытывают динамические нагрузки и удары, которые увеличивают интенсивность изнаши-

Т а б л и ц а 3.12

Основные геометрические параметры зубьев звездочек

Размеры в мм

Параметр	Обозначение	Ведущей звездочки	Ведомой звездочки
Шаг цепи	t	Значения определяются по параметрам цепи	
Диаметр ролика	d_1	Определяется по параметрам цепи	
Число зубьев	z	$z_1=31-2u>16$	$z_2<120$
Делительный диаметр	D_o	$D_{o1}=t/\sin(180^\circ/z_1)$	$D_{o2}=t/\sin(180^\circ/z_2)$
Диаметр окружности выступов	D_a	$D_{a1}=D_{o1}+0,9d_1$	$D_{a2}=D_{o2}+0,9d_1$
Диаметр окружности впадин	$D_{вп}$	$D_{вп1}=D_{o1}-d_1$	$D_{вп2}=D_{o2}-d_1$
Передаточное отношение	u	$z_2/z_1=\omega_1/\omega_2$	
Миним. межцентровое расстояние	$A_{мин}$	$A_{мин}=1,2(D_{a1}+D_{a2})/2+(30\div 50)$ мм	
Средняя скорость цепи	v	$v=z_1 t n_1 / 60 \cdot 10^3$ об/мин	

**Наибольшие допустимые угловые скорости
малой звездочки ω_{\max} , рад/с**

Число зубьев z_1		Шаг t , мм							
		12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
$z_1 \geq 15$	$[\omega_1]$	130	104	94	73	52	42	31	26
	$[n_1]$	1250	1000	900	800	630	500	400	300

вания шарниров. Удары, неравномерность вращения ведомой звездочки и колебания ветвей возрастают с увеличением шага цепи и скорости вращения ведущей звездочки, а также с уменьшением числа зубьев этой же звездочки. Увеличение шага особенно отрицательно сказывается в быстроходных приводах. Поэтому на основе теоретических рекомендаций и опытных данных разработаны таблицы (например, табл. 3.13), устанавливающие предельные ω_{\max} скорости меньших ведущих звездочек для различных значений шага t цепей. Максимальное значение шага цепи ограничивается угловой скоростью малой звездочки по условию $\omega_1 \leq \omega_{1\max}$.

Для уменьшения массы и габаритных размеров цепных передач при проектировании число зубьев меньшей звездочки принимают из условия $z_{\min} > 13$. Минимальное число зубьев меньшей звездочки для роликовых цепей выбирают по эмпирической зависимости:

$$z_{1\min} = 29 - 2u.$$

При $v < 2$ м/с это число может быть увеличено до $z_{\min} \geq 13 \dots 15$, при $v > 2$ м/с $z_{\min} \geq 19$, а в приводах с ударными нагрузками следует принимать $z_{\min} \geq 23$.

Предварительное значение числа зубьев z_1 меньшей звездочки принимают как окончательное, если угловая скорость ω_1 не превышает максимально допустимую скорость ω_{\max} меньшей звездочки (табл. 3.13).

При определении значения числа зубьев z_1 необходимо учесть передаточное отношение цепной передачи. Рекомендуемая зависимость этих параметров приведена в табл. 3.14.

Расчетное число зубьев большей звездочки z_2 назначают в зависимости от передаточного отношения:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1.$$

Т а б л и ц а 3.14

Рекомендуемые значения z_{\min} в зависимости от u

u	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6
z_{\min}	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15

Передаточное отношения u в цепных передачах не может определяться через делительные окружности звездочек $u \neq D_{o2}/D_{o1}$.

Передаточное отношение цепной передачи обычно $u \leq 5$, реже $u \leq 8$, и лишь для очень тихоходных передач встречаются более высокие значения.

Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 \cdot u$, но оно не должно превышать предельного значения $z_{2\max} \leq 100 \div 120$. Это ограничение связано с тем, что в результате вытяжки увеличивается шаг цепи t , и она не может занимать нормального положения во впадинах зубьев звездочек, т. е. цепь будет соскакивать или разорвется.

Расчетное число зубьев z_2 следует округлять до ближайшего нечетного числа.

При нечетных числах зубьев z_1 и z_2 и четном числе звеньев цепи изнашивание звездочек и шарниров будет протекать более равномерно.

Так как звенья цепи на звездочках имеют переменную скорость, то в качестве расчетной принимают среднюю скорость цепи, м/с:

$$v_{cp} = \frac{tz_1\omega_1}{2\pi 10^3} = \frac{tz_2\omega_2}{2\pi 10^3} = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3},$$

где t – шаг цепи, мм; z_1 и z_2 – числа зубьев ведущей и ведомой звездочек; ω_1 и ω_2 – угловые скорости ведущей и ведомой звездочек, рад/с; n_1 – в об/мин.

Межосевое расстояние цепной передачи предварительно принимают в пределах $a = (30 \dots 50)t$.

Рекомендуют меньшее значение для $u = 1 \dots 2$, большее при $u = 6 \dots 7$.

Минимальное межосевое расстояние ограничивается условием обеспечения угла обхвата меньшей звездочки $\alpha_1 \geq 120^\circ$:

$$a_{\min} \geq 1,2(D_{a1} + D_{a2})/2 + (30 \div 50), \text{ мм.}$$

Соблюдение этого условия способствует повышению износостойкости элементов передачи.

Одновременно ограничивают и максимальное межосевое расстояние ($a_{\max} \leq 80t$) с тем, чтобы исключить чрезмерное натяжение цепи под действием собственной силы тяжести.

Делительный диаметр звездочки:

$$D_{o1} = t / \sin(180^\circ / z),$$

где z – число зубьев звездочки; D_{e1} и D_{e2} – наружные диаметры звездочек;

$$D_e = t(K_z + 0,7) - 0,31d_1,$$

где $K_z = \operatorname{ctg}(180^\circ / z)$; d_1 – диаметр ролика цепи.

Число зубьев малой звездочки:

$$z_1 = 31 - 2u,$$

где $u = z_2 / z_1$ – передаточное число. При $v = 1$ м/с цепи допустимое $z_1 \geq 11$.

Число зубьев большой звездочки:

$$z_2 = z_1 u,$$

но не более 120 во избежание соскакивания цепи.

Рекомендуют принимать нечетные числа зубьев звездочек, тогда, в сочетании с четным числом звеньев цепи, будет более равномерный износ цепи.

Длину цепи определяют по зависимости в шагах t :

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a},$$

где L_t – длина цепи в шагах, или число звеньев цепи, округленное до целого четного числа, после чего уточняют межосевое расстояние.

Расчетное значение межосевого расстояния передачи вычисляют по формуле:

$$a = 0,25t \left[L_t - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{L_t - 0,5(z_1 + z_2)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Для передачи с нерегулируемым межосевым расстоянием и при наклоне линии центров к горизонту под углом $\gamma=50\dots70^\circ$ ведомая ветвь должна иметь (стрелу прогиба) небольшое провисание f , для чего полученное расчетное значение межосевого расстояния a уменьшают на $0,2\dots0,4\%$.

При наклоне линии центров к горизонту под углом $\gamma=70\dots90^\circ$ поправку в полученное расчетное значение межосевого расстояния a не вносят.

3.6.1.2. Силы в ветвях цепи

Окружная сила F_t , Н, передаваемая цепью:

$$F_t = P/v = 2M/D_o,$$

где P – передаваемая мощность, Вт; v – скорость цепи, м/с; M – передаваемый момент, Н·мм; D_o – диаметр делительной окружности, мм.

Предварительное натяжение цепи от провисания f ведомой ветви:

$$F_f = 10^3 q K_f a,$$

где q – масса 1 м цепи, кг; a – межосевое расстояние, м; K_f – коэффициент провисания, зависящий от угла наклона линии центров цепной передачи; для горизонтальных передач $K_f=6$, для наклонных при $\gamma \leq 40^\circ$ $K_f=3$, для вертикальных при $\gamma=90^\circ$ $K_f=1$.

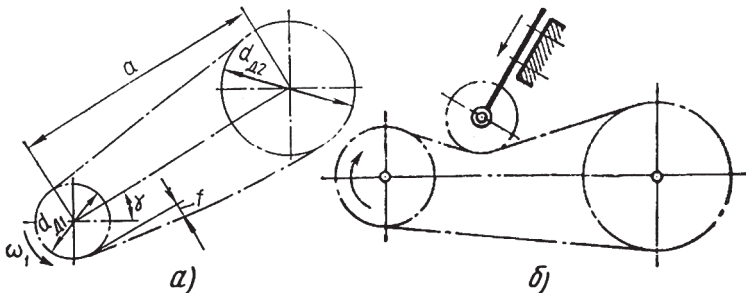


Рис. 3.18. Схемы:

а – провисание цепи f ; б – установки натяжных устройств

В процессе работы происходит износ в шарнирах цепи. Стрела провисания f ведомой ветви увеличивается (рис. 3.18, а).

Для передач с углом наклона $\gamma=40^\circ$ к горизонту $[f]\leq 0,02a$, при $\gamma>40^\circ$ $[f]\leq 0,015a$, где a – межосевое расстояние. Цепь удлиняется. Для компенсации удлинения опоры одного из валов выполняют передвижными. Если это сделать невозможно, то применяют натяжные устройства (рис. 3.18, б). Натяжные устройства рекомендуется ставить на ведомую ветвь цепи. Звездочка натяжного устройства должна входить в зацепление не менее чем с тремя звеньями цепи. Диаметр натяжной звездочки рекомендуется принимать равным или несколько большим диаметра ведущей звездочки. При угле наклона цепи к горизонту $\gamma\geq 60^\circ$ и при $t\geq 3$ вместо натяжных звездочек допускается применять ролики.

Натяжение цепи от центробежных сил (учитывается при $v\geq 5$ м/с):

$$F_u = \frac{qv^2}{g},$$

где $g=9,81$ м/с.

При работе цепной передачи более нагруженной является ведущая ветвь, полное натяжение которой:

$$F_n = F_t + F_u + F_f.$$

3.6.1.3. Нагрузка на валы звездочек

В цепных передачах натяжения от воздействия центробежных сил на валы не передаются. Поэтому валы нагружаются только окружной силой F_t и натяжением от провисания цепи $2F_f$.

Цепь действует на валы звездочек с силой:

$$F_r = K_B F_t + 2F_f,$$

где K_B – коэффициент нагрузки вала, учитывающий влияние провисания цепи; $K_B \approx 1,05 \dots 1,15$ (меньшее значение принимают для вертикальных передач, большее – для горизонтальных).

3.6.2. Цепная передача с зубчатой цепью

Цепная передача с зубчатой цепью конструктивно не отличается от передачи с втулочно-роликовой цепью. Применение зуб-

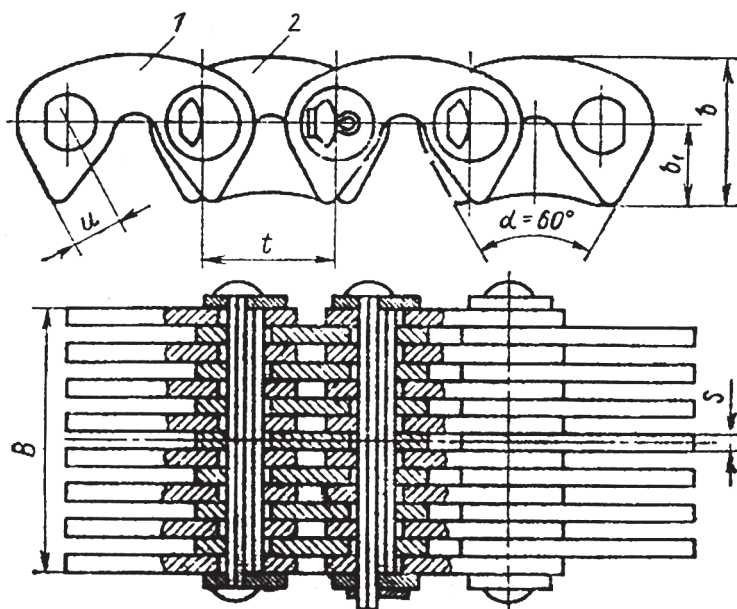


Рис. 3.19. Зубчатая цепь

чатой цепи в цепной передаче позволило передать большую мощность при больших окружных скоростях и с меньшим шумом.

3.6.2.1. Зубчатые цепи

Зубчатые цепи (рис. 3.19) состоят из набора пластин двух типов. Основные пластины 1 имеют внешние боковые плоские поверхности, которыми они сопрягаются с двумя зубьями звездочки.

Рабочими гранями пластин являются торцевые плоскости зубьев, расположенные под углом 60° , которыми каждое звено цепи садится на два зуба звездочки (рис. 3.19). Благодаря этой особенности зубчатые цепи обладают минимально возможным шагом и поэтому допускают более высокие рабочие скорости. Направляющие пластины 2 служат для предотвращения бокового смещения цепи относительно звездочки. Для этих пластин посередине зубчатого венца звездочки выполня-

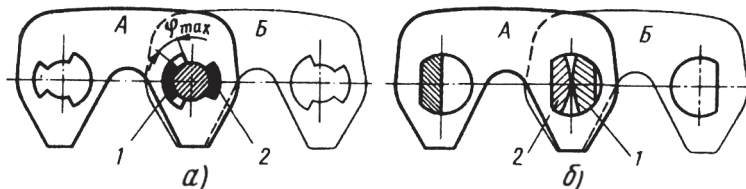


Рис. 3.20. Зубчатые цепи: конструкция шарниров

ют канавку. Известны конструкции зубчатых цепей и с боковыми направляющими пластинами.

Известные зубчатые цепи различают в основном по конструкции шарниров. Совершенствование конструкции шарниров направлено на уменьшение износа и потерь на трение. Применяют шарниры скольжения (рис. 3.20, а) и шарниры качения (рис. 3.20, б).

В шарнирах скольжения вкладыши 1 и 2 соединяют пластины по всей ширине цепи. При этом вкладыш 1 закреплен в пластинах Б, а вкладыш 2 – в пластинах А. Шарнир допускает поворот пластины в одну или в обе стороны на угол $\varphi_{\max}=30^\circ$. Значение угла φ_{\max} ограничивает минимальное число зубьев звездочки по условию $z_{\min}=360^\circ/\varphi_{\max}=12$.

Шарниры качения не имеют валика. Их изготавливают с двумя сегментными вкладышами 1 и 2 (рис. 3.20, б). При повороте звеньев вкладыши не скользят, а перекатываются, что позволяет повысить КПД передачи и долговечность цепи. Особенность

Таблица 3.15

Приводные зубчатые цепи с шарнирами качения (выборка)

Шаг цепи t , мм	Ширина цепи B , мм	S	Разрушающая нагрузка (на 1 мм ширины цепи) F_v/B , Н/мм	Масса q 1 м цепи на 1 см ширины, кг/(м·см)
12,70	22,5÷52,5 (через 6 мм)	1,5	1050	0,58
15,875	30÷70 (через 8 мм)	2,0	1300	0,72
19,05	45÷93 (через 12 мм)	3,0	1550	0,86

применения зубчатых цепей заключается в том, что на базе пластин каждого шага t создан размерный ряд цепей, отличающихся по ширине B и несущей способности (табл. 3.15).

3.6.2.2. Материал зубчатых цепей

Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготовляют из стали 50, 40X и других с закалкой до твердости 40...50 НРС. Оси, втулки, ролики, вкладыши и призмы – из цементируемых сталей, например 15, 20, 15X и других с закалкой до твердости 52...65 НКС.

Долговечность цепных передач в основном зависит от материала и термической обработки их деталей. Для обеспечения износостойкости и сопротивляемости ударным нагрузкам детали цепей изготовляют из термически обработанных или цементируемых углеродистых или легированных сталей 60, 65Г, 20, 20X и др.

Для предупреждения быстрого изнашивания приводные цепи необходимо смазывать. С этой целью предусматривают закрытые картеры с масляной ванной или другие конструктивные решения.

3.6.2.3. Звездочки зубчатых цепных передач

Профиль зубьев звездочки должен обеспечивать их износостойкость, технологичность при изготовлении, плавный вход в зацепление и выход из зацепления цепей.

Для обеспечения износостойкости и сопротивляемости ударным нагрузкам звездочки изготовляют из термически обработанных или цементируемых углеродистых или легированных сталей 60, 65Г, 20, 20X и др. Звездочки тихоходных передач ($v \leq 3$ м/с) при спокойных нагрузках можно изготовлять из серых чугунов (СЧ21 и др.).

Звездочки любого профиля характеризуются следующими параметрами: шагом t , измеряемым по хорде; числом зубьев z и диаметром делительной окружности d , который проходит через центры шарниров цепи (рис. 3.21). Заметим, что у звездочек зубчатых цепей d всегда больше диаметра наружной окружности D_e (табл. 3.16).

Угол поворота звена:

$$\varphi = 360^\circ / z.$$

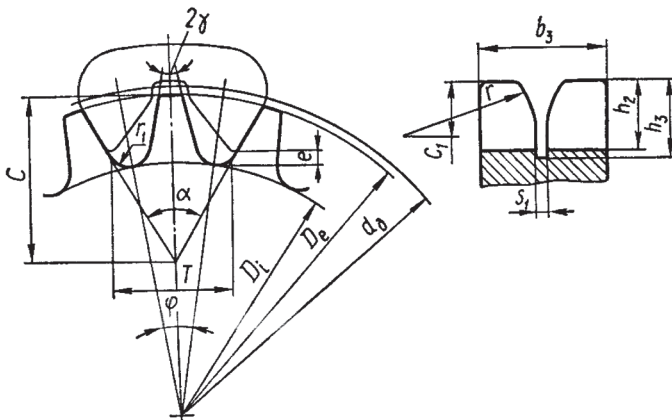


Рис. 3.21. Профиль звездочки для зубчатых цепей

Угол впадины зуба:

$$2\beta = \alpha - \varphi.$$

Половина угла заострения зуба $\gamma - 30^\circ$. Ширина зуба звездочки:

$$b_3 = b + 2s_2,$$

где b – ширина цепи (табл. 3.15).

Таблица 3.16

**Профиль зубьев звездочки для зубчатых цепей
с односторонним зацеплением**

Параметры	Шаг цепи t , мм				
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Высота зуба h_2	8,3	10,3	12,4	15,9	19,9
Радиальный зазор e	1,3	1,6	1,9	2,5	3,2
Расстояние между кромками рабочих граней зубьев T при $a = 60^\circ$	14,11	17,73	21,22	28,33	35,35
Расстояние от точки пересечения рабочих граней до наружной окружности C	20,52	25,65	30,76	41,03	51,34
Радиус закругления впадины зуба r_1	1,5	2,0	2,0	2,5	3,5

Расстояние от вершины зуба до линии центров:

$$C_1 \approx 0,4t.$$

Глубина проточки:

$$h_3 = 0,75t,$$

ширина проточки:

$$s_1 = 2s,$$

где s – толщина пластины (табл. 3.15).

Радиус закругления торца зуба и направляющей проточки $r \approx t$.

Диаметр делительной окружности звездочек:

$$d_o = t / \sin(180^\circ / z).$$

Диаметр наружной окружности звездочек:

$$D_e = t / \operatorname{tg}(180^\circ / z).$$

Диаметр окружности впадин:

$$D_i = d_o - 2h / \cos(180^\circ / z).$$

Числа зубьев звездочек:

$$z_1 = 37 - 2u \geq 17,$$

$$z_2 = z_1 u \leq 140,$$

где $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$.

Т а б л и ц а 3.17

**Наибольшие допустимые угловые скорости
малой звездочки ω_{\max} , рад/с**

Число зубьев z_1	Шаг t , мм				
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
$z_1 \geq 17$	330	285	220	165	132

Максимальное значение шага цепи ограничивается угловой скоростью малой звездочки по условию $\omega_1 \leq \omega_{1\max}$ (табл. 3.17).

В качестве расчетной принимают среднюю скорость цепи, м/с:

$$v_{\text{ср}} = \frac{tz_1\omega_1}{2\pi 10^3} = \frac{tz_2\omega_2}{2\pi 10^3} = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3},$$

где t – шаг цепи, мм; z_1 и z_2 – числа зубьев ведущей и ведомой звездочек; ω_1 и ω_2 – угловые скорости ведущей и ведомой звездочек, рад/с; n_1 – в об/мин.

Работа зубчатых цепей вследствие лучших условий их зацепления с зубьями звездочек отличается повышенной плавностью и бесшумностью, что очень важно при больших скоростях, при $v \leq 25$ м/с.

Параметры цепной передачи – межосевое расстояние a , длину цепи L и силы, действующие в передаче, определяют так же, как и в случае передачи с роликовыми цепями.

В поперечном сечении профиль звездочки зависит от ширины цепи b (рис. 3.19).

Глава 4

КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ И СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ

4.1. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ

Современные машины состоят из большого количества взаимодействующих деталей, сборочных единиц и агрегатов. Кроме того, многие машины имеют комплекты сменных сборочных единиц и деталей, которые позволяют приобретать собранной композиции отличные свойства для выполнения требуемых операций или процессов.

Следует учесть, что часть деталей изготавливает изготовитель машины, а остальные детали и сборочные единицы он приобретает у других изготовителей или у поставщиков готовых деталей.

При этом взаимодействующие детали, сборочные единицы и агрегаты в машине должны иметь определенное назначение и должны обладать строго определенными стабильными характеристиками.

Это возможно при условии, что все они будут изготовлены по единым нормативно-техническим документам и отвечать требованиям взаимозаменяемости. Этими нормативно-техническими документами в первую очередь являются стандарты.

Детали, сборочные единицы или агрегаты машин и т. д. отвечают требованиям взаимозаменяемости в том случае, если они могут быть установлены в процессе сборки или заменены новыми без предварительной подгонки при сохранении всех требований, предъявляемых к работе узла, агрегата и конструкции в целом.

Для обеспечения взаимозаменяемости необходимо сформулировать технические требования, чтобы изготовление деталей

и сборка узлов и их контроль производились с требуемой (нормированной) точностью их геометрических и физико-химических параметров и такими методами, при которых создавались бы заданные эксплуатационные показатели изделий.

В большинстве случаев детали машин представляют собой определенные комбинации геометрических тел, ограниченных поверхностями простейших форм: плоскими, цилиндрическими, коническими и т. д. Простейшие геометрические тела, составляющие детали, будем называть их элементами.

При проектировании деталей машин их геометрические параметры задаются размерами элементов, а также формой и взаимным расположением их поверхностей. При назначении требований к точности изготовления деталей по размерным параметрам и прежде всего по размерам необходимо исходить из функционального назначения (в эксплуатационном смысле), точности этих размеров и точности соединений деталей. Требования к точности должны быть такими, чтобы были обеспечены заданные эксплуатационные свойства.

При изготовлении возникают отступления геометрических параметров реальных деталей от идеальных (запроектированных) форм и значений. Эти отступления называются **погрешностями** изготовления. Погрешности могут возникнуть также в процессе хранения и эксплуатации машин под воздействием внешней среды, внутренних изменений в структуре материала, износа и т. д.

Точностью называется степень приближения действительных параметров, измеренных с допустимой погрешностью, к идеальным (заданным по чертежу). Понятия о точности и погрешности взаимосвязаны. Точность характеризуется действительной погрешностью (действительная точность) или пределами, ограничивающими значение погрешности (нормированная точность). Чем уже эти пределы, тем меньше погрешность, тем выше точность.

Точность деталей по геометрическим параметрам – это совокупное понятие, подразделяющееся по следующим признакам:

- точность размеров элементов;
- точность формы поверхностей элементов (макрогеометрии поверхностей);
- точность по шероховатости поверхности (микрогеометрии);
- точность взаимного расположения элементов.

Погрешности параметров неизбежны и допускаются в определенных пределах, при которых деталь удовлетворяет тре-

бованиям сборки и функционирования машины. Нельзя требовать получения абсолютно точного идеального значения параметра, т. е. нулевой погрешности, так как это требование неосуществимо в реальных условиях изготовления и измерения, и следует учитывать, что чем меньше величина погрешности тем выше затраты на изготовление.

Сложность задачи по назначению пределов для допустимых погрешностей состоит в том, что ее решение требует от конструктора, на стадии проектирования изделия (машины), всестороннего учета как условий функционирования и эксплуатации изделия, так и условий его изготовления и сборки.

Условия эти противоречивы: для правильного функционирования может требоваться сужение пределов допускаемых погрешностей, а для экономичного изготовления – расширение.

Таким образом, для практического осуществления принципа взаимозаменяемости изделий необходима четкая система конструкторской, технологической и эксплуатационной документации и их экономические критерии.

4.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

4.2.1. Валы

Валы – детали машин, предназначенные для обеспечения взаимодействия размещенных на них деталей механических передач. Взаимодействовать могут подвижные детали с подвижными, например, шестерни в зубчатой передаче, а также подвижные детали с неподвижными. Например, опоры с подшипниками качения, которые воспринимают нагрузку от валов, передают ее неподвижному корпусу и таким образом дают возможность работать передаче. Это взаимодействие обеспечивает передачу крутящего момента вдоль осевой линии вала.

Валы машин, которые кроме деталей передач несут рабочие органы машины, называются **коренными**. Коренной вал станков с вращательным движением инструмента или изделия называется шпинделем. Вал, распределяющий механическую энергию по отдельным рабочим машинам, называется **трансмиссионным**. В отдельных случаях валы изготавливают как одно целое с цилиндрической или конической шестерней (вал-шестерня) или с червяком (вал-червяк).

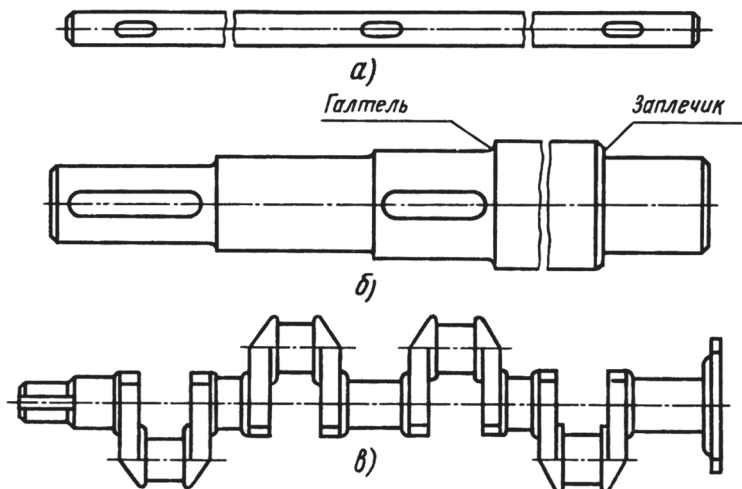


Рис. 4.1. Валы

По форме геометрической оси валы бывают **прямые** и **гибкие** (с изменяемой формой оси). Простейшие прямые валы имеют форму тел вращения.

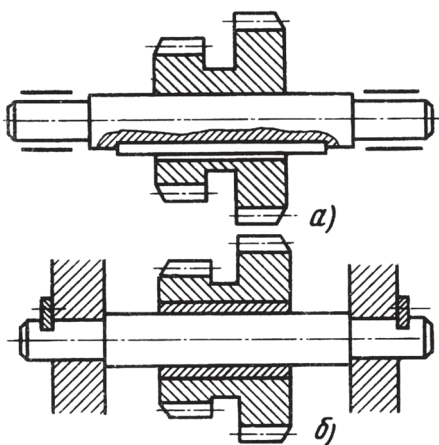


Рис. 4.2. Оси

На рис. 4.1 показаны прямые валы: **гладкий** (а), **ступенчатый** (б) и **коленчатый** (в). Ступенчатые валы являются наиболее распространенными. Для уменьшения массы или для размещения внутри них других деталей валы иногда делают с каналом по оси. В отличие от сплошных такие валы называют полыми.

4.2.2. Оси

Ось – деталь машин и механизмов, служащая для поддержания вращающихся частей, но не передающая полезный крутящий момент. Оси (рис. 4.2) бывают **вращающиеся** (а) и **неподвижные** (б). Вращающаяся ось устанавливается в подшипниках. Примером вращающихся осей могут служить оси железнодорожного подвижного состава, примером невращающихся – оси передних колес автомобиля.

Из определений видно, что при работе валы всегда вращаются и испытывают деформации кручения или изгиба и кручения, а оси – только деформацию изгиба (возникающими в отдельных случаях деформациями растяжения и сжатия чаще всего пренебрегают).

Опорная часть вала или оси называется цапфой. Концевая цапфа называется шипом, а промежуточная – шейкой (рис. 4.3, а). Опорой для них служат радиальные или радиально-упорные подшипники скольжения или качения. Шейка в отличие от шипа, который несет только радиальную нагрузку F_A , несет радиальную нагрузку F_B и передает крутящий момент с концевой головки на промежуточную и, следовательно, работает еще и на кручение. Поэтому диаметр этой шейки должен быть больше диаметра головки d_B , раз-

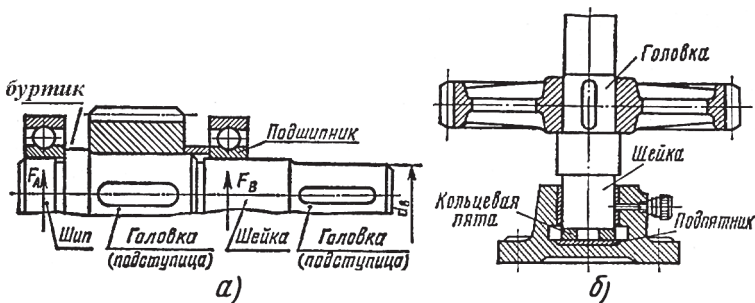


Рис. 4.3. Элементы валов

мер которого определяется расчетом, и диаметра шипа. Участки вала и оси, на диаметрах поверхностей которых закрепляются детали, воспринимающие или передающие нагрузку, называют головками или подступицами.

Концевая цапфа, предназначенная нести преимущественно осевую нагрузку, называется пятой (рис. 4.3, б). Опорами для пят служат подпятники – упорные подшипники скольжения или качения.

По форме цапфы могут быть цилиндрическими, коническими, шаровыми и плоскими (пяты).

Кольцевое утолщение вала (между шипом и головкой) (рис. 4.3, а), составляющее с ним одно целое, называется буртиком. Переходная поверхность от одного сечения вала к другому, служащая для упора насаживаемых на вал деталей (от шипа к буртику для упора подшипника), называется заплечиком (рис. 4.3, а).

4.2.3. Материалы валов и осей

Требованиям работоспособности валов и осей наиболее полно удовлетворяют углеродистые и легированные стали, а в ряде случаев – высокопрочные чугуны. Выбор материала, термической и химико-термической обработки определяется конструкцией вала и опор, техническими условиями на изделие и условиями его эксплуатации. Для большинства валов применяют стали марок Сталь 45, Сталь 40Х и др., а для ответственных конструкций – Сталь 40ХН, Сталь

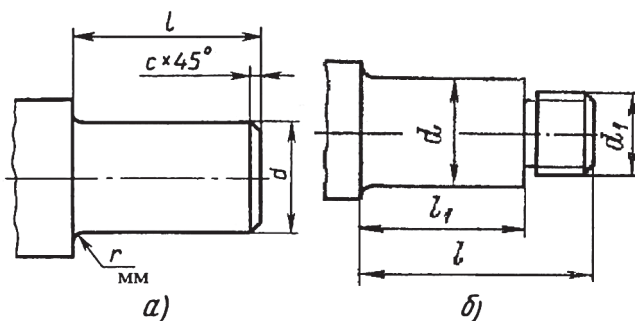


Рис. 4.4. Концы валов цилиндрические:
а – шейка; б – шейка с наружной резьбой

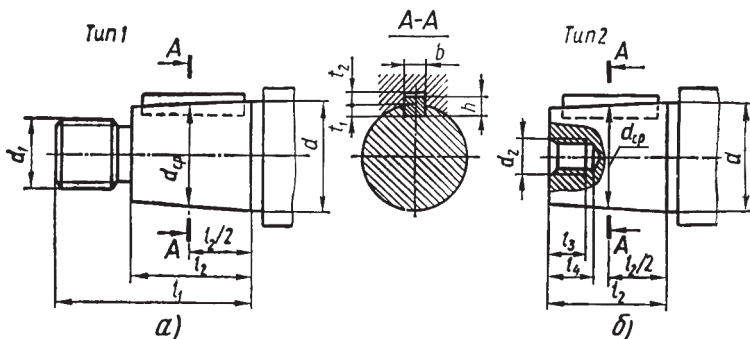


Рис. 4.5. Концы валов конические с конусностью 1:10:
 а – с наружной; б – с внутренней резьбой

30ХГТ и др. Рабочие поверхности валов из этих сталей подвергают термической обработке (улучшению, поверхностной закалке ТВЧ и др.).

Быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют высокой твердости цапф, поэтому их изготавливают из цементуемых сталей марок Сталь 20Х, 12Х2Н4А, 18ХГТ или азотируемых сталей марок Сталь 38Х2МЮА и др.

Обычно валы подвергают токарной обработке, термической обработке с последующим шлифованием и отделочной обработке посадочных поверхностей и цапф. Для этого посадочные поверхности и галтели подвергают суперфинишной обработке или полировке.

Концевые участки валов выполняют цилиндрическими (рис. 4.4) или коническими (рис. 4.5). Посадка деталей на конус обеспечивает легкость сборки и разборки, высокую точность базирования, возможность создания любого натяга. Поэтому консольные концы валов редукторов серийного производства, как правило, делают конусными. Поскольку цилиндрические концы валов проще в изготовлении, то при единичном и мелкосерийном производствах они имеют преимущественное распространение.

На торцах валов располагают центровые отверстия с углом конуса $\alpha=60^\circ$ (рис. 4.6), которые используют в качестве технологических баз при изготовлении валов и осей и при

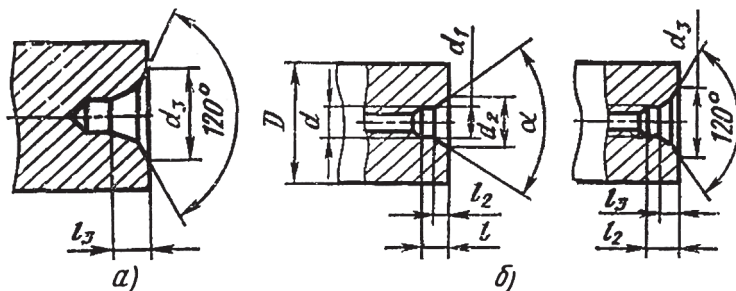


Рис. 4.6. Центровые отверстия на торцах валов

проверке погрешностей, которые образуются при обработке и эксплуатации валов и осей (а), а также применяют для монтажных работ, транспортирования и хранения в вертикальном положении (б). Фаска под углом 120° защищает резьбу и конусную поверхность центрального отверстия от забоин (см. в конце табл. 4.1).

Форма вала по длине определяется конструктивно с учетом распределения нагрузок, т. е. эпюрами изгибающих и крутящих моментов, условиями сборки и технологией изготовления. Однако следует стремиться к форме профиля вала, приближающегося к форме бруса с равнопрочными сечениями или равного сопротивления изгибу.

Таблица 4.1

**Рекомендуемая шероховатость
на различных участках вала**

Поверхности посадочных мест валов, мм			Шероховатость, R_a
кавалитет точности	Шот	Шдо	
11-й	30	500	6,3
12-й	6	80	2,5
9-й	80	500	2,5
11-й	3	30	2,5
7-й и 8-й	6	80	1,25
6-й	10	120	0,63
Шейки валов с манжетными уплотнениями			0,32
Шейки валов с фетровыми уплотнениями			1,25-0,63
Рабочие поверхности шпоночных пазов			3,2-6,3
Нерабочие поверхности шпоночных пазов			6,3-10
Фаски, отверстия из-под сверла, торцы			10-20

Посадки деталей на валах

Закрепляемые детали	Режим работы	
	нормальный	тяжелый
Зубчатые колеса до Ш120 мм	H7/p6	H7/r6
Зубчатые колеса св. Ш80-500 мм	H7/r6; H8/s7	H7/p6; H8/u8
Зубчатые колеса при частом демонтаже	H7/n6; H7/m6; H7/k6	
Муфты св. Ш80-500 мм	H7/n6; H7/m6; H7/k6	H7/p6; H7/r6

Поверхности валов, предназначенные для установки деталей, передающих вращающий момент в машинах, механизмах и приборах, выполняют по форме и по размерам с допусками, которые обеспечивают сопряжение валов с этими деталями.

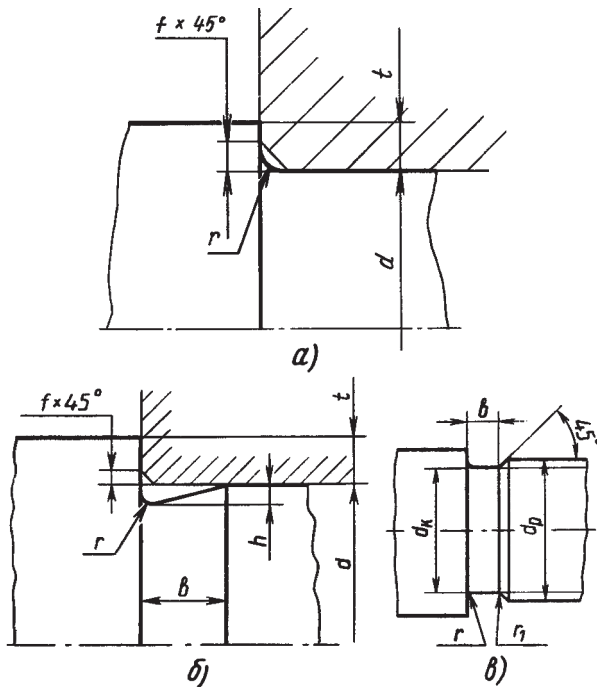


Рис. 4.7. Конструктивные переходы в местах изменения диаметров вала

Требования к шероховатости поверхности деталей и посадки деталей на валах приведены в табл. 4.1 и 4.2.

Валы и оси конструктивно связывают через подшипники вращающиеся детали с корпусными деталями. Предварительные размеры шеек валов определяют расчетом, затем после определения способа соединения вращающихся деталей с валом (шпоночным, шлицевым или др.) уточняют размеры посадочных мест и конструкцию валов.

В местах изменения диаметра вала или оси делают переходы. Конструктивно они должны быть выполнены так, чтобы прилегание детали к буртику или торцу переходной поверхности было плотным, без зазора. Если переход от цилиндрической поверхности к вертикальной торцевой поверхности буртика или к торцу переходной поверхности выполнен по радиусу, то такой переход называют галтелью (рис. 4.7, а), а если с проточкой, в виде канавки, то называют поднутрением (рис. 4.7; б, в).

4.3. ВАЛЫ-ШЕСТЕРНИ И ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА

4.3.1. Валы-шестерни

Недостатком объединенной конструкции является необходимость изготавливать вал из того же материала, что и шестерню, часто более высококачественного и дорогого, чем требуется. Кроме того, при замене шестерни, например, вследствие износа или поломки зубьев приходится заменять и вал. Несмотря на это, в редукторах шестерню часто выполняют заодно с валом и даже при толщине, значительно превышающей указанные нормы. Это объясняется большей жесткостью и прочностью, а также технологичностью вала-шестерни, что в конечном итоге оправдывает ее стоимость.

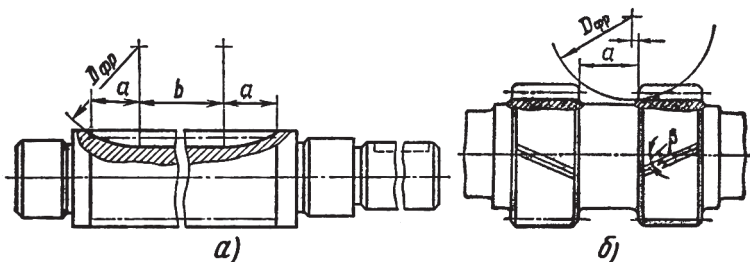


Рис. 4.8. Условия нарезания зубьев на вале-шестерне

Т а б л и ц а 4.3

Протяженность дорожки а, мм, для выхода фрезы
(рис. 4.8)

m, мм, фрезы	2	3	4	5	≥ 6
a/m	15	14	13	12	10

В некоторых случаях зубчатый венец углубляется в тело вала. При углублении зуба в тело вала следует учитывать участки входа и выхода фрезы (табл. 4.3). Возможность выхода фрезы следует учитывать также при нарезании рядом расположенных венцов на вале-шестерне (рис. 4.8; а, б).

Обычно зубья вала-шестерни располагаются на выступающем венце. В этом случае для возможности выхода фрезы рекомендуется выдержать следующее соотношение размеров внутреннего диаметра шестерни или червяка с посадочным диаметром под подшипники (рис. 4.9):

$$d_f \geq d_0 + (2...5) \text{ мм.}$$

Остальные конструктивные элементы вала-шестерни определяют так же, как конструктивные элементы валов.

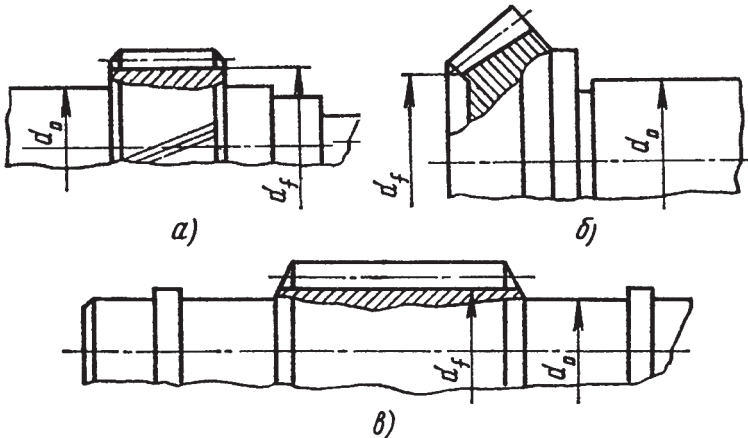


Рис. 4.9. Основные размеры для нарезания:
вала-шестерни (а, б); червяка (в)

4.3.2. Зубчатые цилиндрические колеса

Форму зубчатых колес в большинстве случаев определяют в зависимости от способа получения заготовки. В свою очередь способ получения заготовки выбирают с учетом материала и размеров колес, а также объема выпуска. В единичном и мелкосерийном производстве зубчатые колеса диаметром $d_a \approx 200$ мм изготавливают из круглого проката, поковок и сварные. При $d_a \approx 150 \div 600$ мм заготовку получают ковкой в виде круглых поковок. В крупносерийном и массовом производстве заготовки колеса небольших и средних диаметров (d_a до 600 мм) получают штамповкой в двусторонних штампах, а больших размеров – литьем или сваркой.

Колеса больших диаметров изготавливают обычно литыми, колеса сравнительно тихоходных и малонагруженных передач – литыми и при меньших диаметрах. В индивидуальном производстве колеса больших диаметров выполняют также сварными.

В конструкции зубчатых колес различают (рис. 4.10) зубчатый венец или обод, ступицу и диск, который соединяет зубчатый венец со ступицей. Зубчатые колеса конструируют двух видов: зубчатый венец выполнен непосредственно на валу (вал-шестерня) и зубчатый венец выполнен совместно с диском и ступицей для соединения с валом при сборке (насадная шестерня).

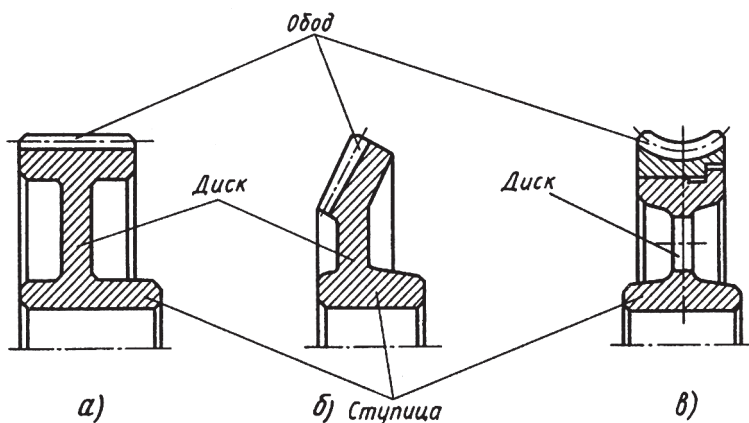


Рис. 4.10. Элементы зубчатого колеса

Зубчатый венец шестерни обычно шире на 3...10 мм зубчатого венца колеса. На торцах зубчатого венца выполняют фаски размером $f=(0,6...0,7)m$. На прямозубых колесах выполняют фаски под углом $\alpha_{\varphi}=45^{\circ}$, на косозубых колесах при твердости рабочих поверхностей $HV<350$ выполняют фаски под углом $\alpha_{\varphi}=45^{\circ}$, а при $HV>350$ выполняют фаски под углом $\alpha_{\varphi}=15^{\circ}$.

При диаметрах $d>500$ мм тяжело нагруженные колеса могут выполняться бандажированными. Бандаж (обод) выполняется из легированной стали или бронзы, центр – из дешевой углеродистой стали литым или сварным, а также литым чугуном (рис. 4.10, в).

Толщина бандажа (мм) по впадинам зубьев: при $z<150$

$$\delta_0 = (2,4m + 10) \sqrt{\frac{z}{150}};$$

при $z>150$

$$\delta_0 = (2,4m + 10).$$

Ступица. Наружный диаметр ступицы (рис. 4.11) для стальных колес – $d_{ст}=(1,55...1,7)d$ мм и для чугунных – $d_{ст}=(1,7...1,8)d$ мм; толщина – $\delta_{ст} \approx (0,3...0,4)d$ мм; длина – $l_{ст}=(1,0...1,2)d$ мм.

Для обеспечения нормальной работы зубчатые и червячные колеса должны быть установлены на валах без перекосов. Если ступица колеса имеет достаточно большую длину $l_{ст} \geq 0,8d$ мм (в редукторах это отношение принято $l_{ст}=(1...1,5)d$ мм), то зубчатое или червячное колесо будет сидеть на валу без перекосов.

В приводах производственных машин и в редукторах применяются зубчатые колеса относительно небольших диаметров, насаживаемые на валы. Их изготавливают из круглого или листового проката, из поковок или сварными. В зависимости от требования конструкции зубчатый венец насадного колеса может располагаться симметрично относительно ступицы или несимметрично. В результате это определяет положение и форму диска, который должен обеспечить устойчивость зубчатого колеса к воспринимаемым нагрузкам.

Для обеспечения прочного сопряжения ступиц зубчатых колес с валами при шпоночном соединении рекомендуют при-

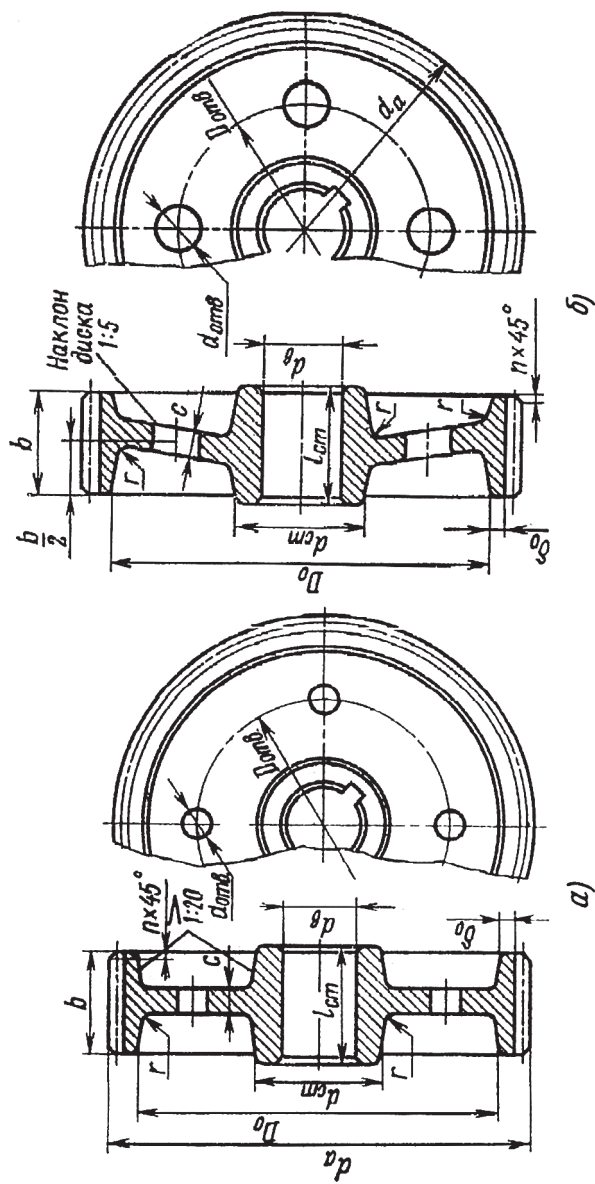


Рис. 4.11. Конструкция зубчатого колеса:
 а — с прямым диском; б — с наклонным диском

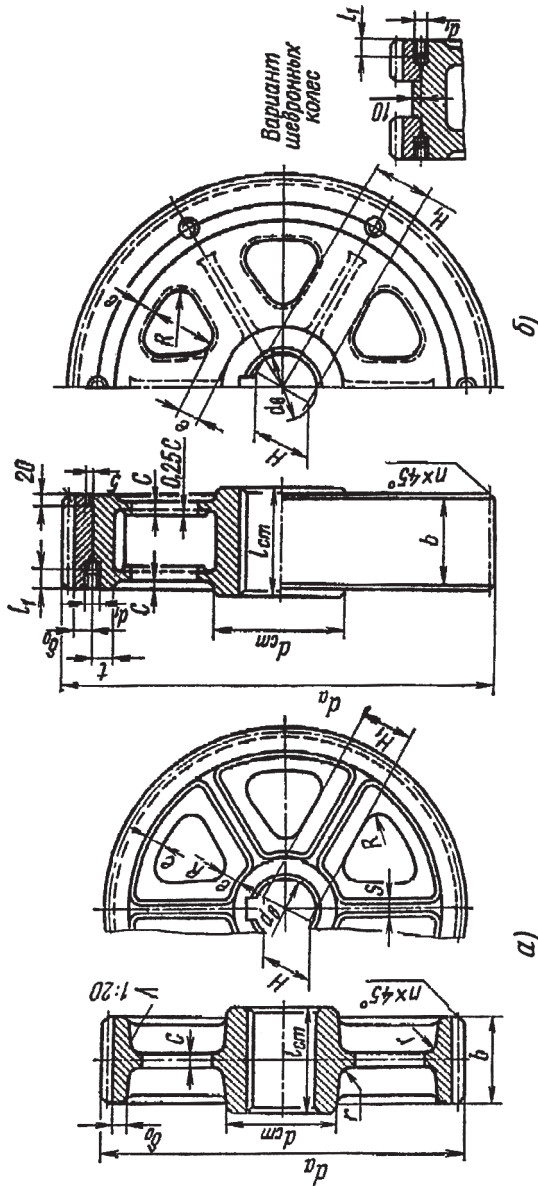


Рис. 4.12. Литые зубчатые колеса $d_{ш} \geq 500 \div 1000$ мм:
цельное (а); с бандажом (б)

менять следующие посадки (в скобках – для реверсивных передач):

- для цилиндрических прямозубых колес Н7/р6 (Н7/г6);
- для цилиндрических косозубых и червячных колес Н7/г6 (Н7/с7);
- для конических колес Н7/с7 (Н7/т6).

Для обеспечения возможности перемещать колесо на валу в процессе передачи вращения используют посадки Н7/г6 (Н7/г7).

Диск. Колеса с диаметром вершин зубьев $d_a \leq 250$ мм выполняют в виде дисков, со спицами и без них. У этих стальных колес выполняют углубления на 2...5 мм, чтобы выделить обрабатываемый торец, который служит технологической базой при нарезании и монтаже колес. Литые зубчатые колеса $d_a \leq 500 \div 600$ мм выполняют (рис. 4.11) с прямым (а) и наклонным (б) диском.

Чугунные колеса, применяемые в тихоходных малонагруженных передачах, наиболее часто открытых, изготавливают литыми. У колес литой конструкции в дисках делают 4...6 отверстий (рис. 4.12). Отверстия служат для крепления колеса при обработке заготовки и позволяют обрабатывать отверстие под вал и наружную поверхность обода с одной установки, а также используются при транспортировке колес. При больших размерах отверстий они служат для уменьшения массы колес, в литых колесах – для выхода литейных газов при отливке.

Форма спиц для литых колес приведена на рис. 4.13. Спицы эллиптического сечения применяют при малых нагрузках, крестообразного и таврового сечения – при средних нагрузках.

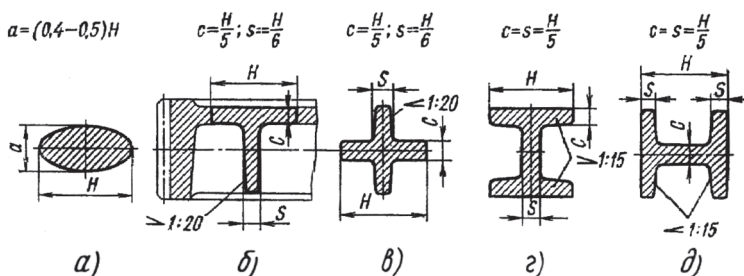


Рис. 4.13. Формы сечения спиц литых зубчатых колес:

а – эллиптическая; б – тавровая; в – крестообразная; г, д – двутавровая

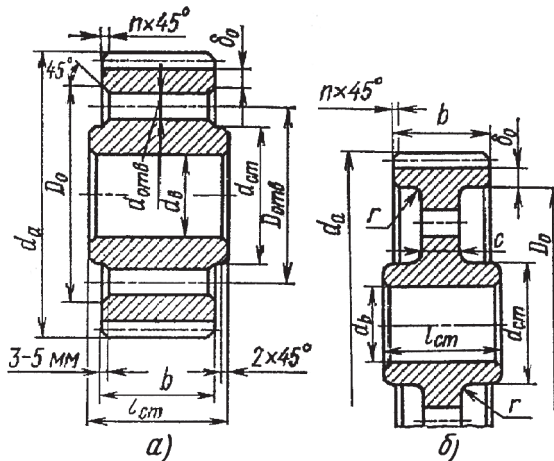


Рис. 4.14. Конструкция кованных зубчатых цилиндрических колес:
 а – $d_a \leq 200$ мм; б – $d_a \leq 500$ мм

ках, а спицы двухтаврового сечения применяют при работе передачи в тяжелых условиях.

Конструкция кованных зубчатых цилиндрических колес приведена на рис. 4.14.

4.3.3. Сварные цилиндрические зубчатые колеса

По сравнению с литыми колесами сварные колеса в обычном исполнении издают больше шума. Для уменьшения шума целесообразно снабжать колеса ребрами. Зубчатые колеса малого диаметра изготавливают со ступицей, приваренной к торцу колеса или со сквозной втулкой (рис. 4.15, а). Большие колеса могут быть сварены из нескольких частей – ступицы, одного или двух дисков с ребрами и венца, который может быть поковкой из нужного металла (рис. 4.15, б).

Зубчатое сварное колесо обычной конструкции имеет диаметр ступицы (рис. 4.15, в) $d_1 = (1,55 \dots 1,7)d$ мм; диаметр ступицы с бортом $d_1 = d_1 + 10$ мм; толщину венца $(d_a - D_0)/2$ мм; толщину венца с бортом $(d_a - D_0)/2 + 5$ мм; диаметр расположения отверстий в диске $D_1 = (D_0 - d_1)/2$ мм; диаметр отверстий в диске $d_2 = (D_0 - d_1)/5$ мм; толщину диска $s \approx 0,4d^2$ мм; углубление ребра $s = 0,8c$ мм; фаску $n = 0,5m$ мм.

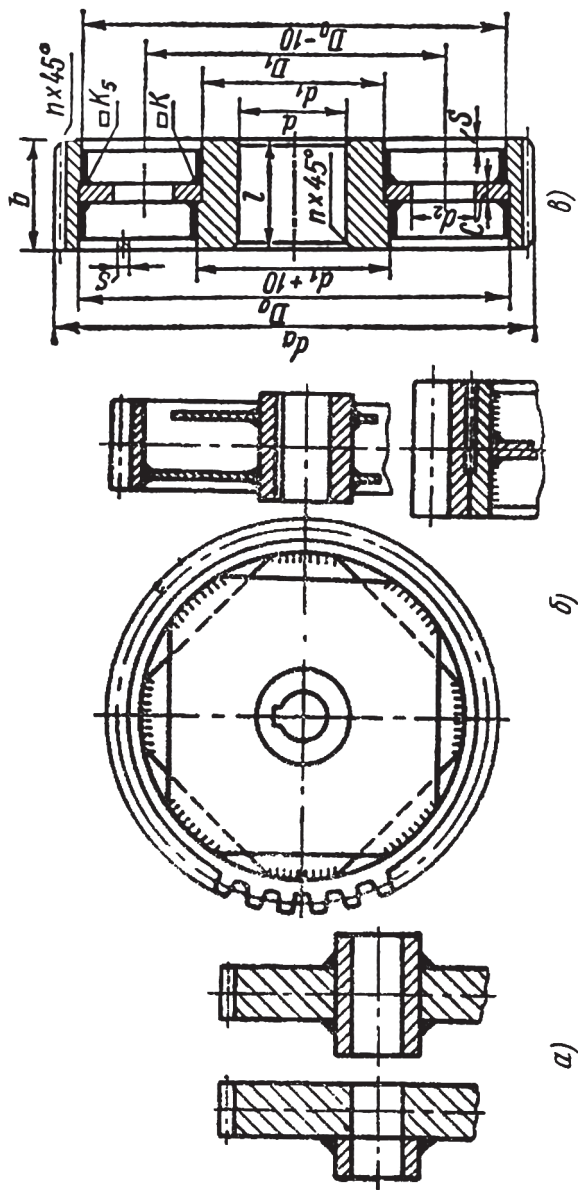


Рис. 4.15. Сварные цилиндрические зубчатые колеса

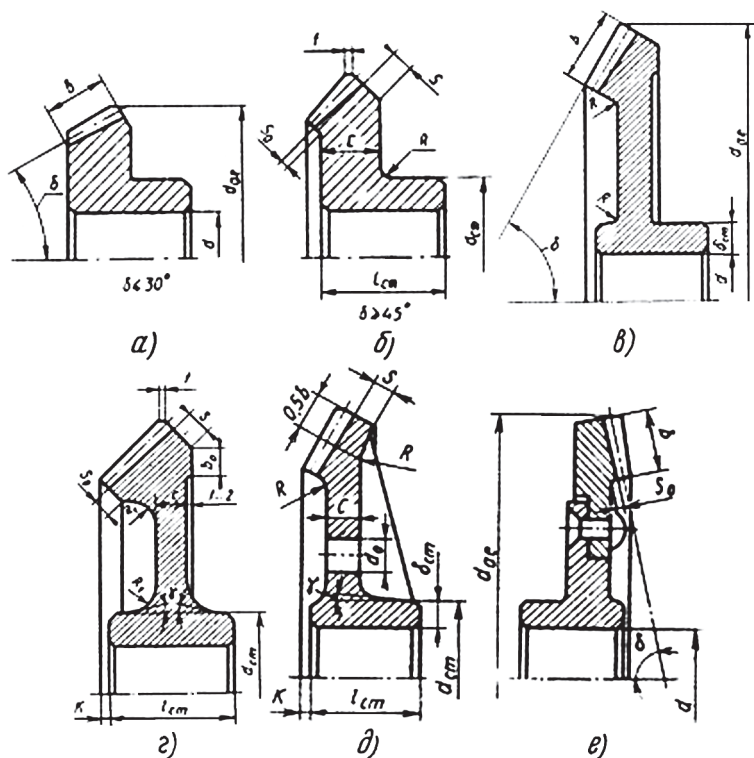


Рис. 4.16. Конструкция конических зубчатых колес:
 а, б, в – точеные; в, г – штампованные;
 г, д – литые; е – составные (сборные)

4.3.4. Зубчатые конические колеса

Конструкция конических зубчатых колес (рис. 4.16) отличается от конструкции цилиндрических зубчатых колес соотношениями в части зубчатого венца.

4.3.5. Червячные колеса и червяки

Зубчатый венец червячного колеса, по условиям работы червячной пары, должен изготавливаться из антифрикционных материалов (бронза, латунь). Обычно червячные ко-

леса выполняют составными: диск и ступица колеса – из стали или из серого чугуна, а венец – из антифрикционного материала.

Применяют следующие способы соединения венца с диском.

Бандажированная конструкция колеса, в которой бронзовый венец посажен на стальной или чугунный диск с натягом (рис. 4.17, а). Конструкция проста в изготовлении и применяют ее для колес относительно небольших диаметров, а также для колес передач, не испытывающих тепловые нагрузки. При нагреве до высокой температуры вследствие большего температурного коэффициента бронзы посадка может ослабнуть из-за большего линейного расширения бронзы, чем чугуна.

Обычно применяют легкопрессовую, реже прессовую посадку:

$$\frac{H7}{r6}; \frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}; \frac{H7}{s7}; \frac{H8}{s7}.$$

Посадочную поверхность выполняют с упорным буртиком (исполнение 1) (рис. 4.17, а) или без буртика (исполнение 2) (рис. 4.17, б). Буртик с размерами $h=(0,15\dots0,2)b$, $t=0,1b$ предназначен для того, чтобы фиксировать относительное положение деталей при запрессовке, но в то же время он уменьшает посадочную поверхность, усложняет конструкцию и технологию. По этим соображениям конструкцию без буртика следует признать предпочтительной. Возможные неточности сборки устраняют последующей обработкой поверхностей после сборки.

Для предотвращения взаимного смещения венца и ступицы в плоскости соединения поверхностей стопорят 3...4 винтами с последующим срезанием головок (рис. 4.17, в). Размеры винтов: диаметр $d_v=(0,8\dots1,0)S$, длина $l_v=(2\dots3)d_v$.

В соединении без буртика винты ставят с двух сторон в шахматном порядке.

Червяк представляет собой вал с приложенной нагрузкой между опорами и на консоли. По конструкции на червяке, как на любом валу, необходимо выдержать расположение и размеры всех сопрягаемых элементов (заплевика, буртика, галтелей, проточек, посадок и др.), которые дадут возможность обеспечить соединение и работоспособность сопрягаемых

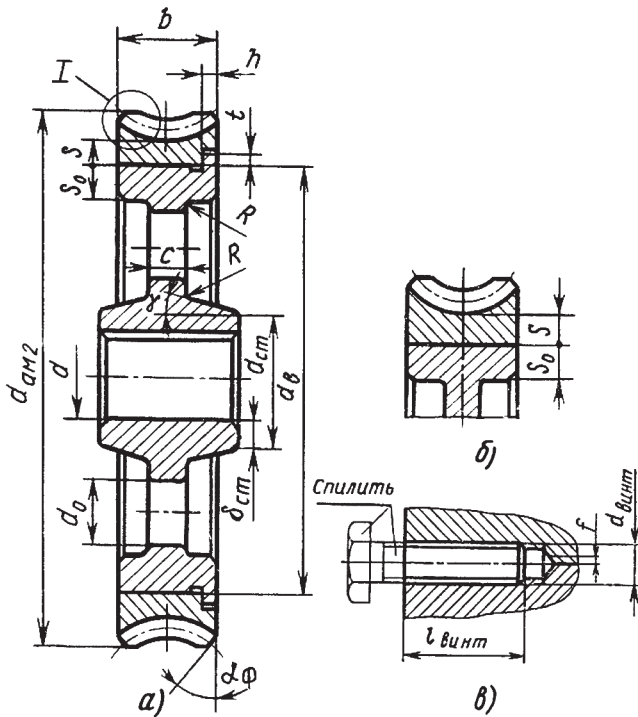


Рис. 4.17. Червячные колеса

деталей: шарикоподшипников, уплотнений, шпонок, муфт и др. для работы передачи.

Размеры выступающего из редуктора конца вала-червяка согласовывают с соответствующими размерами вала электродвигателя и соединительной муфты.

Червячные колеса, как правило, вращаются с небольшой скоростью, поэтому нерабочие поверхности обода, диска и ступицы колеса оставляют необработанными, но тщательно очищенными и делают конусными с большими радиусами закруглений.

4.4. ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Звездочки приводных роликовых цепей по конструкции во многом подобны зубчатым колесам (рис. 4.18).

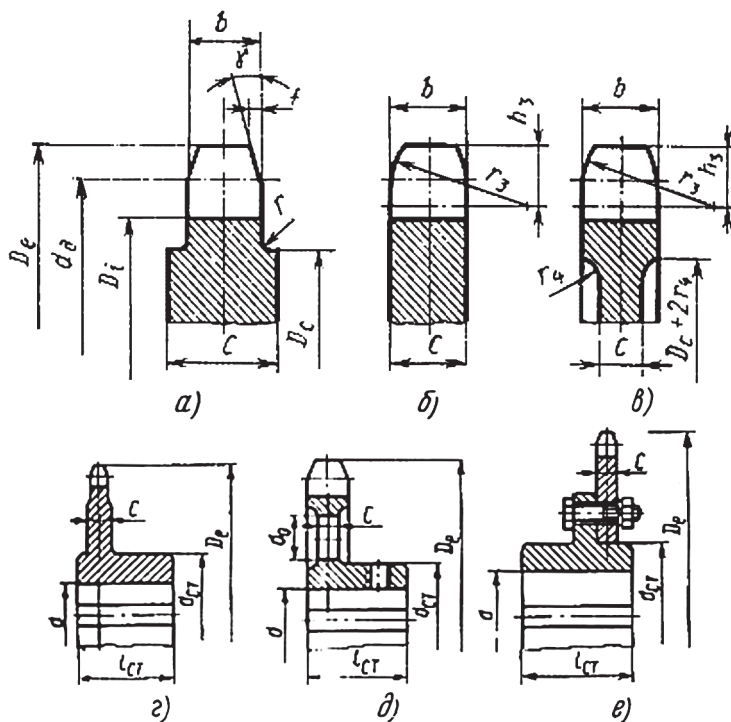


Рис. 4.18. Возможные варианты выполнения конструкций звездочек

Основной геометрический параметр цепи t – шаг цепи.

Положение ступицы относительно венца с диском принимается в зависимости от требований конструкции. Возможные варианты: а-г – без проточек на диске; д – с проточками на диске; е – со съемным венцом.

При постоянном направлении вращения и умеренно нагруженных валах ($\tau \approx 15$ МПа) звездочки устанавливают на цилиндрических концах валов со шпонками по переходным посадкам (H7/m6, H7/k6). При реверсивной работе, а также при тяжело нагруженных валах ($\tau > 15$ МПа) применяют посадки с натягом (H7/n6 (р6)). При такой установке звездочек на валах могут возникнуть проблемы при их демонтаже. Поэтому звездочки, предназначенные для работы с большими нагрузками, устанавливают на конусные концы

валов. При такой посадке звездочек на вал можно создать значительный натяг в соединении и обеспечить точное радиальное и угловое положение звездочек относительно вала.

4.5. ШКИВЫ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ И КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

4.5.1. Шкивы плоскоременных передач

Основные конструктивные элементы шкива: обод, несущий ремень; ступица, насаживаемая на вал; диск или спицы, соединяющие обод со ступицей.

Материалами для шкивов плоскоременных передач могут быть: чугун, сталь, легкие сплавы, пластмассы.

Чугунные шкивы наиболее распространены; они изготавливаются из серого чугуна методом отливки марок СЧ15 и СЧ18 при окружных скоростях $v=15 \div 25$ м/с; СЧ20 и СЧ25 при окружных скоростях $v=30 \div 35$ м/с; для сбалансированных шкивов из модифицированного чугуна эта скорость может быть выше (до 45 м/с).

Стальные шкивы могут быть литыми, сварными или точеными. Стальное литье может применяться при окружных скоростях до 45 м/с; сварные шкивы допускают скорость до 60 м/с.

Шкивы из алюминиевых сплавов имеют среди металлических шкивов минимальную массу и могут использоваться при скоростях до 100 м/с, так как малая плотность этих сплавов значительно снижает центробежные нагрузки.

Неметаллические шкивы имеют малую массу, высокий коэффициент трения ремня о шкив, но теплопроводность и износостойкость их ниже, чем у металлических шкивов.

Шкивы плоскоременных передач могут быть с посадочным отверстием – цилиндрическим или коническим (рис. 4.19; а, б).

Посадочные отверстия под вал должны иметь шероховатость не выше $R_a=1,25 \div 2,5$ мкм, остальные обработанные поверхности $R_z=40$ мкм. Необработанные поверхности шкивов должны быть окрашены.

При шпоночном соединении и цилиндрическом сопряжении назначают посадки: в случае нереверсивной спокойной

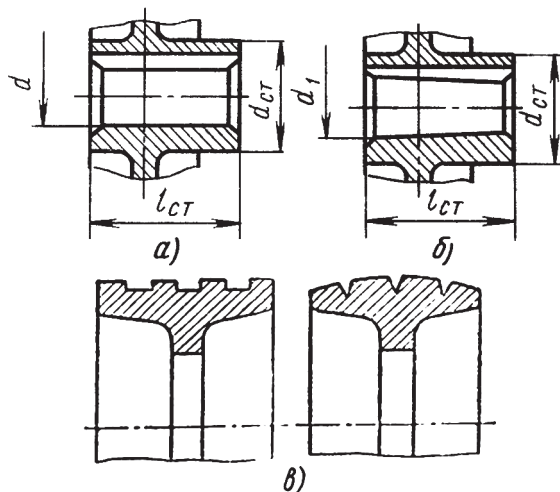


Рис. 4.19. Конструкция шкивов

нагрузки – Н7/к6; нереверсивной нагрузки с умеренными толчками и ударами – Н7/т6; нереверсивной нагрузки с большими толчками и ударами – Н7/р6.

Шкивы имеют гладкую рабочую поверхность обода. На поверхности обода шкивов, работающих с окружной скоростью свыше 40 м/с, должны быть проточены треугольного или прямоугольного профиля кольцевые канавки (рис. 4.19, в), обеспечивающие выход воздуха из-под ремня, для исключения образования воздушного клина, ухудшающего сцепление между ремнем и шкивом.

Для того, чтобы при работе не происходило сползание плоского ремня со шкивов, что может быть вызвано непараллельностью осей шкивов или формы поверхности обода, один из них делают цилиндрическим, а другой шкив (обычно ведомый) – выпуклым в осевом сечении на величину e , которая образуется дугой окружности (рис. 4.20, а), или делают цилиндрическую поверхность по середине шкива и конические поверхности по краям (рис. 4.20, б), или делают шкив выпуклым с ребордой (рис. 4.20, в). Обычно выпуклость предусматривается на большем шкиве. При $v > 25$ м/с выпуклыми должны быть оба шкива.

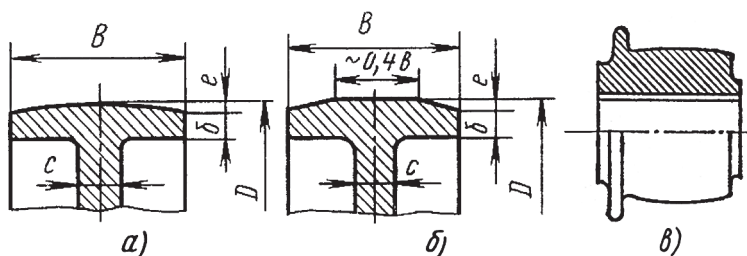


Рис. 4.20. Конструкция обода шкивов

Для уменьшения износа ремня в результате упругого скольжения шероховатость поверхности обода шкива не должна превышать $R_a = 1,25 \div 2,5$ мкм.

Чугунные шкивы диаметром до $300 \div 350$ мм изготавливают с диском. В дисках предусматривают отверстия круглой или контурной формы для облегчения шкива и транспортировки.

Шкивы диаметром свыше 300 мм выполняют со спицами в один ряд при ширине обода до 300 мм и в два ряда при ширине обода свыше 300 мм (рис. 4.21). При диаметре шкива до 500 мм ставят четыре спицы, до 1600 мм – 6 спиц.

Шкивы со спицами используют при окружной скорости $v < 25$ м/с, если скорость выше, применяют шкивы с диском.

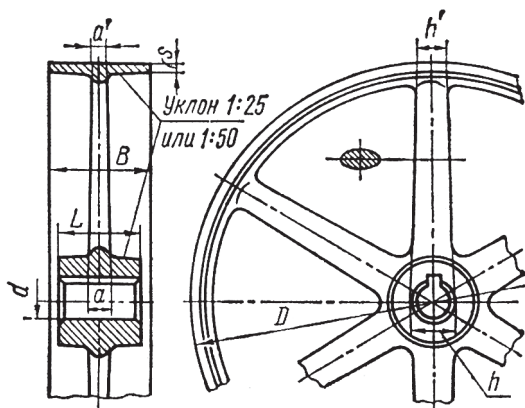


Рис. 4.21. Шкив со спицами

Значения допускаемого дисбаланса

Окружная скорость v , м/с	5÷10	10÷15	15÷20	20÷25	25÷30	40
Дисбаланс, г·см, не более	6	4	2	1,6	1,0	0,5

У литых шкивов спицы выполняют эллиптического сечения. Отношение малой оси сечения спицы к большой – $a/h=0,4 \div 0,5$.

У шкивов со спицами обод (а также ступицу) делают с ребрами в плоскости расположения спиц для более равномерного охлаждения и уменьшения внутренних напряжений в местах соединения спицы с ободом, а также для увеличения жесткости обода.

Посадочное отверстие под вал должно иметь шероховатость не выше $R_a=1,25 \div 2,5$ мкм, остальные обработанные поверхности $R_z=40$ мкм, необработанные литые поверхности $R_z=40$ мкм. Необработанные поверхности шкивов должны быть окрашены.

Шкивы в сборе с валами, работающие с окружной скоростью $5 \leq v \leq 35$ м/с, проверяются на наличие дисбаланса при статической балансировке.

Значения допускаемого дисбаланса приведены в табл. 4.4.

Шкивы быстроходных передач, при скорости $v \geq 35$ м/с, необходимо подвергать динамической балансировке.

4.5.2. Шкивы клиноременных передач

В отличие от рассмотренных шкивов плоскоремennых передач рабочей поверхностью клиноременных шкивов являются боковые стороны клиновых канавок (рис. 4.22; а, б). Размеры и углы профиля канавок, толщину обода шкива принимают в зависимости от типа ремня. Рабочую поверхность канавок желательно полировать, шкивы должны быть хорошо сбалансированы. Размеры и число канавок определяются профилем ремня и числом ремней. Ремень при изгибе на шкиве деформируется, и угол его сечения уменьшается тем больше, чем меньше диаметр шкива.

Шкивы изготовляют сварными или штампованными и литыми из чугуна СЧ15, СЧ18 ($v \leq 30$ м/с), модифицированного

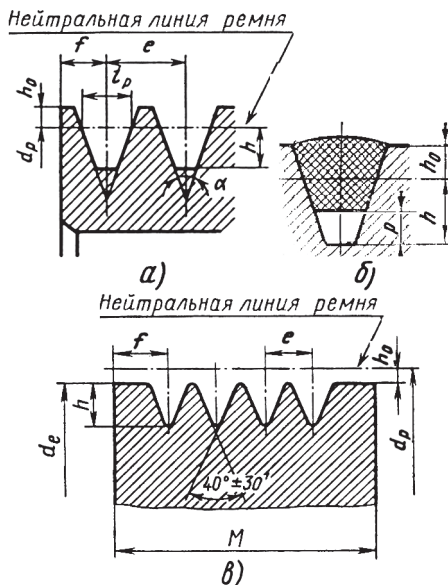


Рис. 4.22. Профили канавок шкивов:
а, б – клиноременного; в – поликлинового

чугуна и стали 25Л и из легированной стали ($v \leq 45$ м/с). Шкивы из алюминиевых сплавов, а также сварно-штампованные шкивы имеют минимальную массу и могут быть использованы при $v \leq 80 \dots 100$ м/с.

Шкивы из неметаллических материалов отличаются повышенным трением.

Форма канавки шкива должна быть такой, чтобы между шкивом и ремнем постоянно был гарантированный радиальный зазор r (рис. 4.22, б).

Рабочие поверхности канавок должны иметь шероховатость не более $R_a = 2,5$ мкм, а при малых диаметрах шкивов – не более $R_a = 1,25$ мкм.

Конструкция шкива определяется его диаметром, типом выбранного ремня и числом ремней. Шкивы диаметров $d_p - 63 \div 100$ мм выполняют монолитными, точеными с выступающей односторонней ступицей или без нее. Шкивы диаметром $d_p - 80 \div 400$ мм изготавливают с диском, в котором могут быть отверстия, и укороченной или удлиненной ступицей. Шкивы диаметром

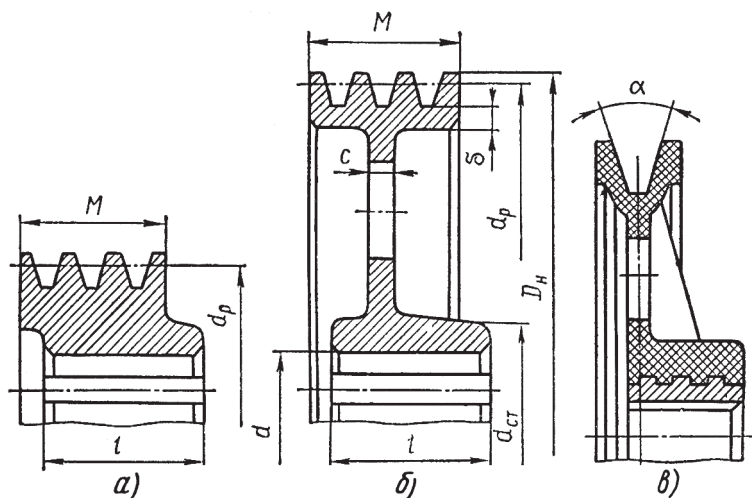


Рис. 4.23. Шкивы для клиновых ремней:

а – ведущий шкив; б – ведомый шкив; в – шкив из пластмассы

$d_p > 180$ мм изготавливают со спицами. Шкивы из пластмасс (рис. 4.23, в) изготавливают с металлическими ступицами.

Ступица шкива может быть расположена симметрично или несимметрично относительно обода. На вал ее устанавливают с натягом.

Ширина ступицы l назначается в зависимости от диаметра вала d , под который производится расточка шкива.

Предельные отклонения длины ступицы с коническим посадочным отверстием – не более $h13$.

Радиальное и торцовое биение обода шкивов приведены в табл. 4.5.

Шкивы должны быть статически сбалансированы. Значения допускаемого дисбаланса приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.5

Радиальное и торцовое биение обода шкивов

Радиальное биение		Торцовое биение	
диаметр D_e , мм	биение, мкм	диаметр D_e , мм	биение, мкм
От 50 до 120	100	От 60 до 160	100
От 120 до 260	120	От 160 до 400	160
От 260 до 500	160	От 400 до 1000	250
От 500 до 800	200	-	-

Внутренние отверстия ступиц под вал должны иметь шероховатость не более $R_a=2,5$ мкм, остальные обработанные поверхности (наружный диаметр, торцы обода и ступицы – $R_a=40$ мкм; необработанное литье – $R_z=40$ мкм) должны быть окрашены.

Для нормальной эксплуатации ременной передачи непараллельность осей шкивов не должна превышать 1 мм на длине 100 мм; смещение рабочих поверхностей шкивов – не более 2 мм на 1 м межосевого расстояния.

Передача крутящего момента осуществляется шпоночным или шлицевым соединением. При шпоночном соединении и цилиндрическом сопряжении назначают следующие посадки: в случае нереверсивной спокойной нагрузки – Н7/к6; нереверсивной нагрузки с умеренными толчками и ударами – Н7/т6; реверсивной нагрузки с большими толчками и ударами – Н7/р6.

4.6. ШКИВЫ ЗУБЧАТОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Шкивы зубчатоременных передач по наружному диаметру аналогичны венцу прямозубого колеса, зубья которого имеют оригинальную форму (рис. 4.24, а).

Для предупреждения сбегания ремня один из шкивов (преимущественно меньший) делают с ребордами высотой 1,5...4 мм (рис. 4.24, б). Материал шкивов – чугун, сталь, легкие сплавы или пластмассы. Зубья нарезают методом обкатки, при серий-

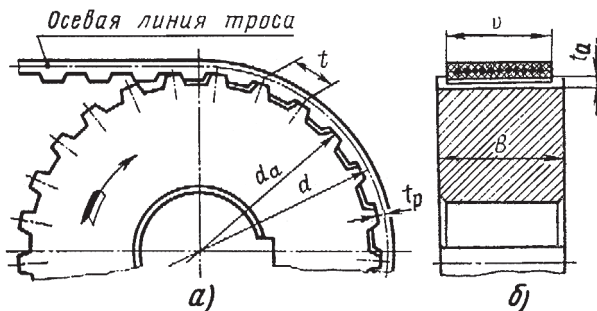


Рис. 4.24. Основные параметры передачи зубчатым ремнем

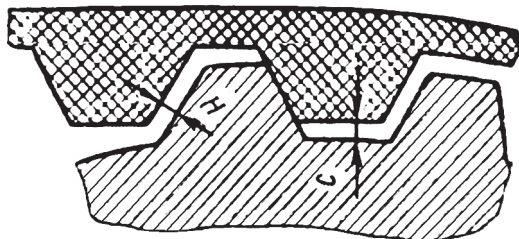


Рис. 4.25. Зазоры для плавности работы передачи

ном производстве получают точным литьем под давлением без дополнительной обработки зубьев.

Для более плавного входа зубьев ремня в зацепление между ремнем и шкивом рекомендуется делать зазоры (рис. 4.25): боковой зазор $n=(0,25...0,4)m$ и радиальные $c=(0,25...0,35)m$ (большие значения при малых модулях).

4.7. КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СКОРОСТЕЙ

В ряде случаев для осуществления заданного технологического процесса необходимо регулировать угловую скорость рабочей машины. Эта задача легко решается в приводах от электродвигателя постоянного тока. Если применяют в машине привод с электродвигателем на переменном токе, то для изменения частоты вращения вала двигателя применяют сложную электрическую схему или же проектируют для этой цели механические устройства. В простейшем случае это ступенчатые ременные шкивы, сменные зубчатые колеса или звездочки, более сложные – коробки передач с механизмом переключения скоростей. Это позволяет производить ступенчатое регулирование скорости вращения выходного вала со стабильной передачей крутящего момента.

4.7.1. Особенности зубчатого зацепления

Угловую скорость валов в коробках передач с зубчатыми колесами устанавливают изменением передаточного отношения привода за счет введения в зацепление пар зубчатых колес с требуемым передаточным числом зубьев. Выбор за-

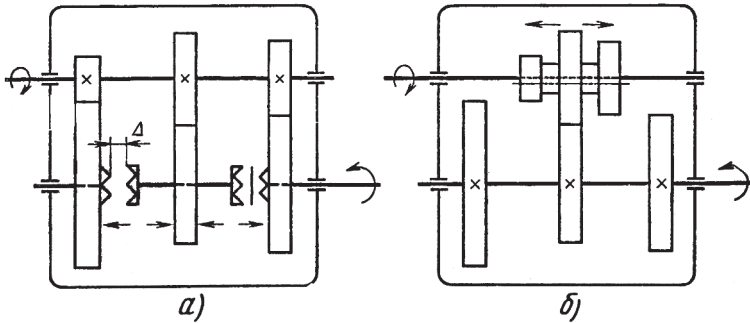


Рис. 4.26. Схемы коробок передач:
 а – с переключением зубчатых колес муфтами;
 б – перемещением блока шестерен

цепляющихся пар зубчатых колес производят переключением связанных с ними кулачковых, зубчатых или электромагнитных муфт (рис. 4.26, а) или перемещением блока шестерен с разным числом зубьев (рис. 4.26, б) или совместным применением этих средств (рис. 4.27, а).

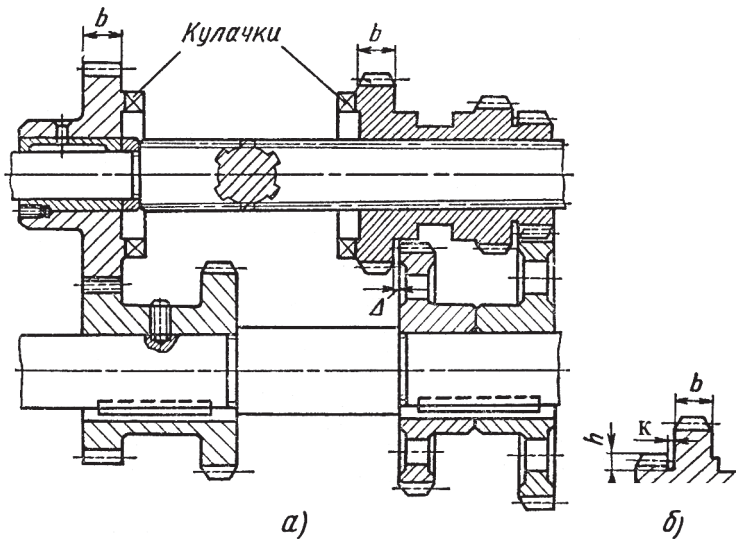


Рис. 4.27. Конструкция коробки передач с блоком шестерен и кулачковой муфты

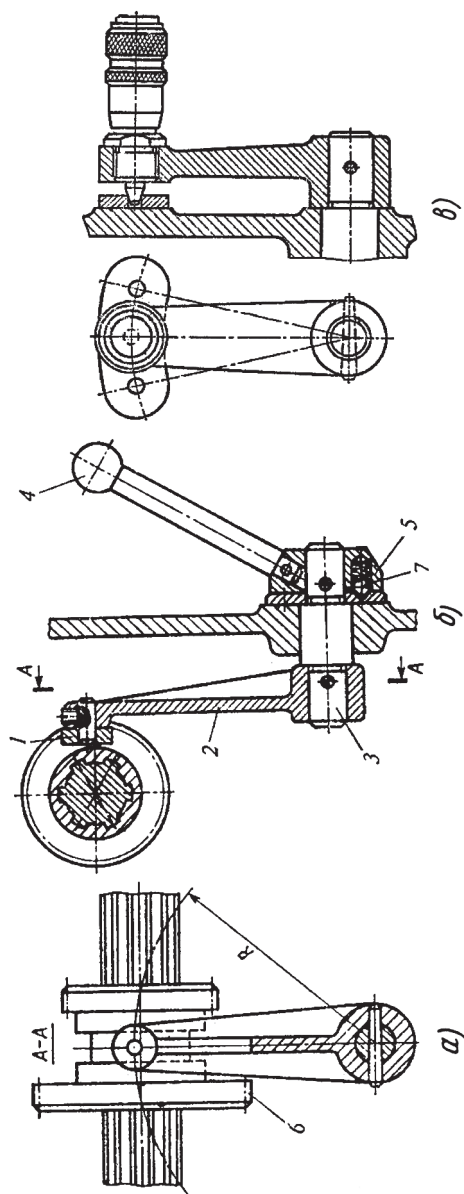


Рис. 4.28. Конструкция рычажного механизма, применяемого для переключения муфт или шестерен:
 1 – передний камень; 2 – рычаг; 3 – валик; 4 – рукоятка; 5 – ступица рукоятки; 6 – блок шестерен;
 7 – шариковый фиксатор

В коробке передач ширину b шестерен принимают одинаковой. Для облегчения ввода зубьев в зацепление предусматривают боковые скосы на всю высоту зуба (рис. 4.27, б) и округление кромок профиля на торцах зубьев шестерни со скосами.

Если блок зубьев изготавливается за одно целое, то между венцом шестерни и диском соседней шестерни делают проточку на глубину, которая на 1-2 мм больше высоты зуба, и шириной, обеспечивающей выход инструмента.

4.7.2. Переключение зубчатых пар

При компоновке зубчатых передач необходимо учитывать нейтральные положения муфт или блока шестерен при их переключении. Между выступами кулаков незамкнутых муфт, а также между торцами шестерен подвижного блока и неподвижно закрепленных шестерен (рис. 4.27, а) должен быть зазор $\Delta \approx 1 \div 3$ мм.

В распространенных устройствах коробок передач предусмотрено ручное переключение. Наиболее распространены рычажные механизмы переключения.

На рис 4.28; а, б представлена распространенная несложная конструкция рычажного механизма, которым производят перемещение блока шестерен 6 по шлицевому валу. Переключение выполняется рычагом 2, который через вал 3 связан с рукояткой 4.

Рычаг 2 связан с блоком шестерен переводным камнем 1, который входит в кольцевой паз блока шестерен 6.

У рукоятки 4 на валу 3 имеется ступица 5 с фиксатором, который состоит из шарика 7 с пружиной. Фиксатор ограничивает угол поворота рукоятки 4 и фиксирует ее крайние положения для удержания блока в зацеплении. На рис. 4.28, в представлено более надежное устройство фиксации положения рукоятки 4 коническим фиксатором с пружиной.

У этого механизма переключения имеется особенность, которую необходимо учитывать. Она состоит в том, что при относительно большом перемещении блока или муфты, особенно при малом радиусе рычага R (рис. 4.29; а, б), имеет место значительное радиальное перемещение Δr переводного камня, и он может выйти из кольцевого паза муфты или блока шестерен. Поэтому при использовании этого

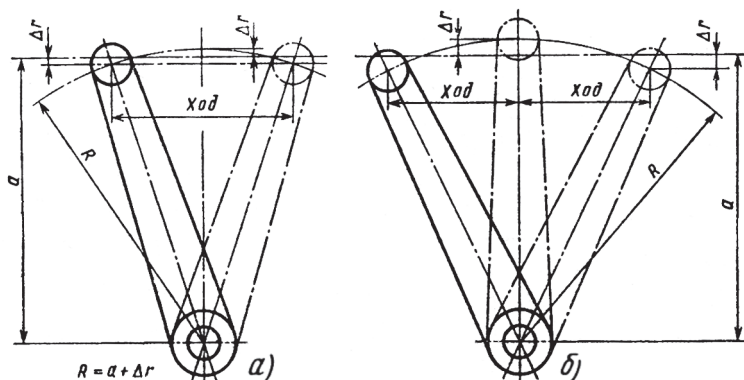


Рис. 4.29. Схемы переключения рычажным механизмом:
положения рычага при двух- (а) и трехступенчатых передачах (б)

механизма допускается $\Delta r \leq 0,3H$, где H – высота переводного камня.

Муфта или подвижные шестерни имеют кольцевые пазы шириной B для соединения с рычагом (рис. 4.30, а).

Переводные камни в основном изготавливают из серого или антифрикционного чугуна, а также из текстолита и бронзы. Конструкции камней представлены на рис. 4.30; б, в.

На рис. 4.30, г показаны переводные вилки. Применение их целесообразно при небольших диаметрах шестерен, так как возможно заклинивание под действием момента:

$$T = P_B r,$$

где P_B – усилие включения.

Размеры поперечного сечения рукоятки механизма управления переключением (рис. 4.30; а, в) назначают конструктивно. В момент включения рукоятка подвергается действию изгибающего момента от усилия, прилагаемого рабочим на ее конце. Это усилие становится наибольшим в момент ввода в зацепление зубьев шестерен или кулачков муфты. Усилие рабочего ориентировочно может быть принято равным 100-150 Н. Допускаемое напряжение изгиба принимают пониженным – $[\sigma]_H \approx 20 \dots 30 \text{ Н/мм}^2$, чтобы обеспечить жесткость рычага.

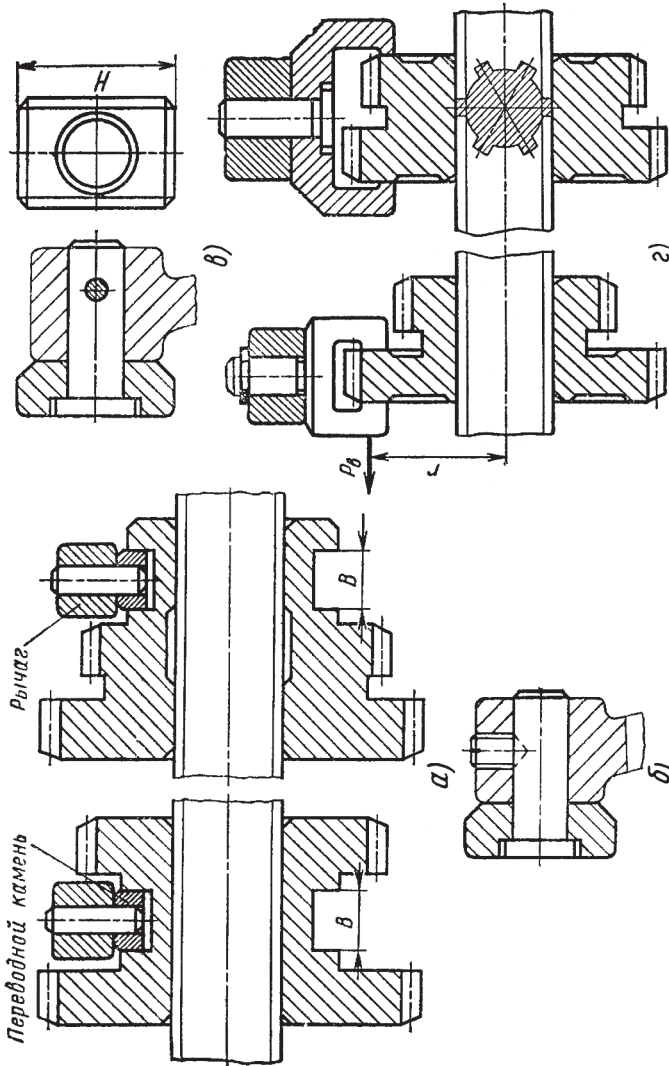


Рис. 4.30. Конструкции для перемещения блока шестерен:
 а – варианты расположения кольцевого паза под передний камень;
 б, в – конструкции передних камней; г – конструкции передних вилок

4.8. КОНСТРУКЦИИ ЛИТЫХ И СВАРНЫХ КОРПУСНЫХ И БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

По конструктивному решению механические передачи могут быть открытыми и закрытыми. Открытые передачи имеют свободный доступ к вращающимся деталям.

Закрытые передачи закрыты сварной или литой оболочкой в общий корпус, который препятствует прямому свободному доступу к вращающимся частям и повышает сопротивление силам, возникающим в зацеплении колес и в опорах подшипниковых узлов и вызывающим их деформацию под нагрузкой, защищает механические передачи и подшипники от попадания пыли и грязи и обеспечивает подачу к ним смазки и отвод избыточного тепла.

Конструкция корпусных деталей редуктора, корпуса, стаканов и крышек определяется в основном технологическими, эксплуатационными и эстетическими условиями с учетом их прочности и жесткости.

Под компоновкой механизма понимают относительное расположение деталей в сборочной единице (в редукторе), что определяет ее (его) конструкцию.

Компоновку механизма и расположение деталей в сборочной единице (в редукторе) рассмотрим на примере цилиндрического зубчатого редуктора.

Схема двухступенчатого редуктора, представленная на рис. 4.31, является наиболее распространенной в машиностроении. В редукторе применена развернутая схема (как на кинематической схеме) размещения сборочных единиц, удобная для монтажа, обслуживания и ремонта. Недостатком ее является то, что редуктор занимает значительную часть производственной площади, и при стыковке с приводной частью машины могут возникнуть проблемы при совмещении валов по высоте. Последнее замечание имеет силу в том случае, если привод проектируют для конкретной машины.

Компоновка двухступенчатого редуктора (рис. 4.31) состоит из трех валов, с помощью которых образовано зацепление двух ступеней косозубых колес. Быстроходный вал выполнен валом-шестерней. Промежуточный вал составной и состоит из вала-шестерни, на шейку которого насажено зубчатое колесо, зацепляющееся с шестерней быстроходной ступени. Выходная ступень образована валом, на который насажено колесо, которое получает вращение от вала-шестерни промежу-

точного вала. Валы установлены в корпусе редуктора на подшипниках качения, которые могут быть шариковыми и роликовыми. Осевые нагрузки от подшипников качения воспринимаются корпусом через врезные крышки.

В обычной конструкции зубчатых редукторов (рис. 4.31) корпус состоит из двух основных деталей – основания 1, закрепляемого на фундаменте или на установочной раме, и крышки 2.

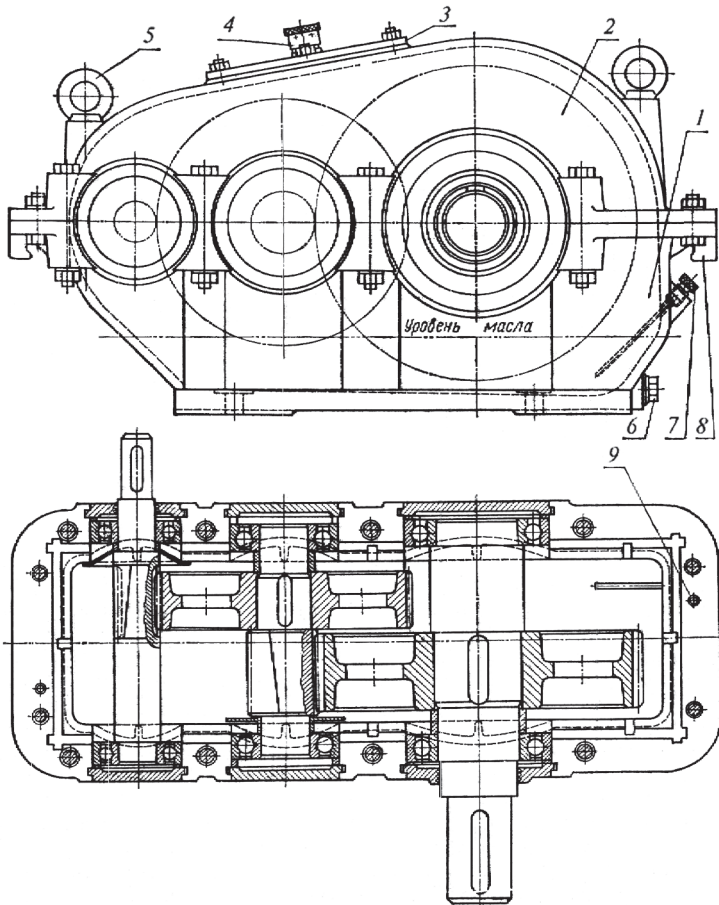


Рис. 4.31. Компоновка двухступенчатого редуктора

Линия разъема между крышкой и основанием корпуса редуктора проходит на уровне плоскости, проходящей через оси валов.

Для точной установки крышки на основание корпуса редуктора (рис. 4.31) предусмотрены конические штифты и отжимные винты 9 для облегчения снятия крышки с основания корпуса.

Для предотвращения вытекания масла через плоскость разъема места разъема смазывают спиртовым лаком или жидким стеклом. Прокладки в плоскости разъема не ставят, так как при этом нарушается посадка подшипников в корпус. Иногда на плоскости разъема основания корпуса фрезеруют канавку для сбора масла, которое стекает обратно в корпус.

Отдельные детали корпуса скрепляют между собой болтами (винтами, шпильками).

В крышке корпуса предусматривают смотровое отверстие, закрываемое крышкой 3 для осмотра зубчатых передач и заливки масла (рис. 4.31). В крышке для редукторов с большим тепловыделением предусматривается отдушина 4.

По концам крышки корпуса установлены два грузовых рым-болта 5 и крюки для захвата подъемником крышки при подъеме всего редуктора или только крышки.

В основании корпуса 1 расположено отверстие для слива масла, закрываемое пробкой 6 с прокладкой из маслостойкой резины, и здесь же расположен указатель 7 уровня масла в редукторе; в тяжелых редукторах предусмотрены крюки 8 для захвата редуктора при подъеме краном или погрузчиком.

Корпус редуктора должен быть прочным и жестким с тем, чтобы выдерживать нагрузки, воспринимаемые зубчатой передачей без деформации в местах размещения опор, которые могут вызвать перекося валов и, следовательно, неравномерное распределение нагрузки по длине зубьев. Жесткость корпуса создают наружными или внутренними ребрами, расположенными у бобышек для подшипников.

Форма крышек для подшипников редукторов определяется типом подшипников и способом их установки.

Корпуса редукторов изготавливают обычно из чугуна СЧ15 и СЧ 20. Корпуса редукторов, передающих большие мощности при ударных нагрузках, отливают из высокопрочного чугуна или стали. При единичном производстве корпуса редукторов изготавливают сварными из листовой стали.

Основные размеры габарита корпуса редуктора зависят от размеров зубчатых колес, остальные размеры определяют по эмпирическим формулам.

Валы передач редукторов обычно устанавливают на подшипниках качения. Подшипники скольжения применяют только для очень быстроходных передач (в мультипликаторах) и в редукторах большой мощности.

Смазка зубчатых колес редукторов при окружных скоростях до $v=12\ldots 15$ м/с осуществляется окунанием колес в масляную ванну. Такой способ смазки зубьев называется **смазкой окунанием** или **картерной смазкой**.

Вместимость масляной ванны принимается из расчета $0,4 \div 0,8$ л на 1 кВт передаваемой мощности (меньшее значение принимают для крупных редукторов).

Масло должно покрывать рабочие поверхности зубьев, а потери передаваемой мощности на сопротивление масла вращению зубчатых колес и соответственно на нагрев масла должны быть минимальными. Так как в редукторе во время работы происходит колебание уровня масла, то рекомендуется зубчатые колеса погружать в масляную ванну на глубину не менее $0,75$ высоты зубьев, а для конических передач вся длина нижнего зуба должна находиться в масле. При окружной скорости колеса примерно $0,5 \div 0,8$ м/с предельной высотой погружения в масло следует считать не более $1/6$ его радиуса, а тихоходные зубчатые колеса второй и третьей ступеней редуктора при необходимости допускается погружать в масло на глубину до $1/3$ радиуса делительной окружности (рис. 4.31).

Чтобы избежать глубокого окунания колес в ванну, колеса первой ступени смазывают с помощью специальных смазочных шестерен, смазочными кольцами, брызговиками или предусматривают отдельные смазочные ванны в корпусе редуктора.

В редукторах с быстроходными передачами применяют **струйную** или **циркуляционную смазку** под давлением. Масло, прокачиваемое насосом через фильтр, а при необходимости и охладитель, поступает к зубьям через трубопровод и сопла. При окружной скорости $v \leq 20$ м/с прямозубых передач и $v \leq 50$ м/с косозубых передач масло подается непосредственно в зону зацепления, а при более высоких скоростях, для избегания гидравлических ударов, масло пода-

ется на зубья шестерни и колеса отдельно на некотором расстоянии от зоны зацепления.

Смазку подшипников редукторов при окружной скорости зубчатых передач $v > 4$ м/с часто осуществляют тем же маслом, что и зубчатые колеса. Масло при разбрызгивании колесами по стенкам редуктора стекает в полости, называемые карманами. Из карманов масло самотеком по каналам направляется для смазки подшипников.

При окружной скорости передач $v < 4$ м/с, а также при возможности попадания в масляную ванну металлических частиц от износа зубьев, для подшипников редукторов предусматривают самостоятельную смазку, обычно консистентную. При больших скоростях и нагрузках для подшипников редуктора предусматривают смазку под давлением от общей системы смазки.

В червячных редукторах при окружной скорости червяка $v_1 > 5$ м/с червяк размещают над колесом, которое на высоту зуба опущено в масло. Этого масла достаточно для смазки зацепления. Червяк, который находится под червячным колесом, рекомендуют погружать в масло на высоту витка.

Жидкое масло является основным смазочным материалом. Оно имеет низкий коэффициент внутреннего трения, легко поступает к месту смазки, оказывает охлаждающее действие. Рекомендуют применять следующие марки (в зависимости от кинематической вязкости при 50°С) промышленных масел: И-5А, И-8А, И-12А, И-20А, И-25А, И-30А, И-40А, И-50А, И-70А, И-100А и др.

4.8.1. Конструкция литого корпуса редуктора с развернутой (линейной) схемой компоновки

При конструировании корпуса редуктора используют результаты расчетов элементов зубчатых зацеплений и связанных с ними валов, шпонок и подшипников, а для редуктора большой мощности также результаты теплового расчета.

Проектировать литой корпус редуктора начинают с определения размеров и конфигурации внутреннего пространства редуктора, пользуясь эмпирическими зависимостями.

В сечении, перпендикулярном осям валов, между наружными поверхностями вращающихся деталей (шестерен) и стенкой редуктора обеспечивают зазор a не менее толщины стенки δ ; A – межосевое расстояние, мм; A_1 – межосевое расстоя-

ние тихоходной ступени, мм. Для крышки корпуса толщину стенки δ_1 допускается уменьшать до значения $\delta_1 = \delta_2 - (0,1 \dots 0,2)\delta$ (рис. 4.32).

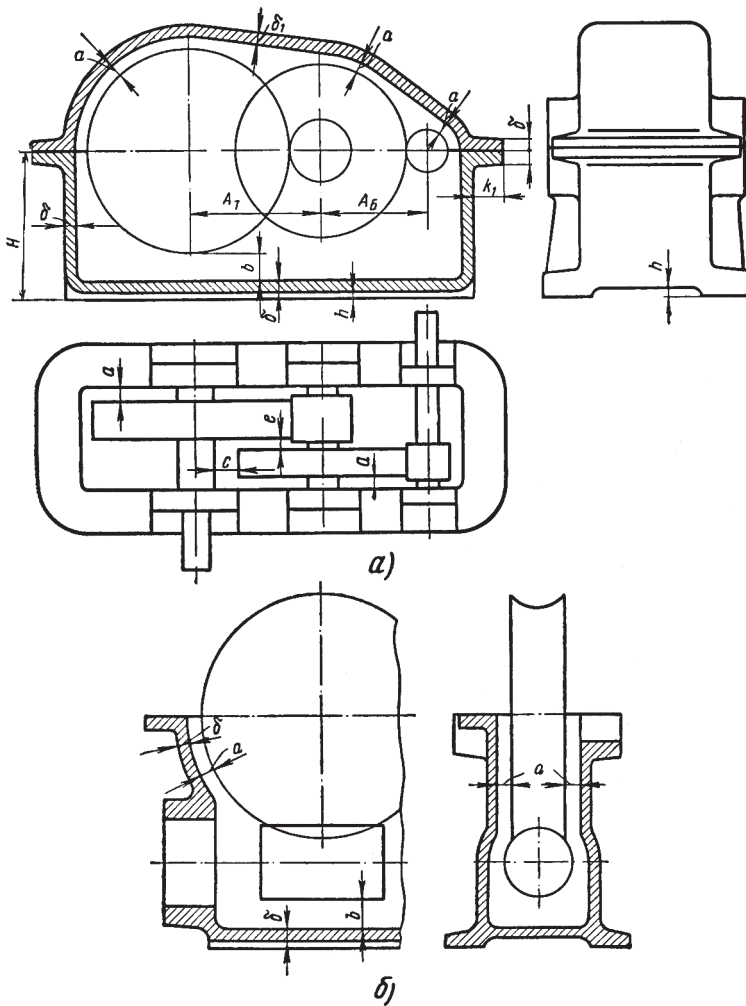


Рис. 4.32. Определение конструктивных элементов: а – зубчатого редуктора; б – червячного редуктора

Для определения рабочего пространства редуктора на чертеже радиусом, равным сумме радиуса наружной поверхности колеса и зазора a , из центра колес проводят дуги, которые затем сопрягают прямыми линиями.

Зазор b между дном корпуса и венцом зубчатого колеса или червяка определяют по эмпирической зависимости $b \geq 3\delta$; зазор c между поверхностями вращающихся деталей – $c \geq 4\delta$; зазор e между торцовыми поверхностями вращающихся деталей – $e \geq (0,4 \div 0,6)\delta$.

В результате получают размеры внутреннего контура крышки и основания корпуса редуктора.

Расстояние от необработанной поверхности корпуса редуктора до обработанной поверхности предусматривают равным $h = (4 \div 6)$ мм.

Расстояние от плоскости разъема крышки и корпуса до основания корпуса редуктора:

$$H = 0,5d_a + b + \delta + h,$$

где d_a – наружный диаметр тихоходного колеса.

4.8.1.1. Конструкция крепления крышки к корпусу

Разъем между крышкой и основанием корпуса выполняется в виде двух фланцев.

Ширина фланца k_1 для крепления крышки к основанию корпуса редуктора равна $k_1 = (3,5 \dots 4)\delta$. Толщину фланцев обычно принимают: $b = 1,5\delta$.

По всему контуру фланцев размещают крепежные болты. Количество и диаметры болтов d для крепления крышки к корпусу на проход и диаметры отверстий d_c (рис. 4.32) определяют в зависимости от межосевого расстояния A .

Крепление крышки редуктора к корпусу выполняют болтами или винтами, которые располагают на фланце по всему периметру корпуса редуктора, симметрично на каждой его стороне, примерно с шагом $t_b = (12 \div 15)d$. Выступающая резьбовая часть болта над гайкой или корпусом не должна превышать двух шагов резьбы. Точное фиксирование и совмещение крышки с корпусом при разборке достигается двумя коническими штифтами, располагаемыми как болты,

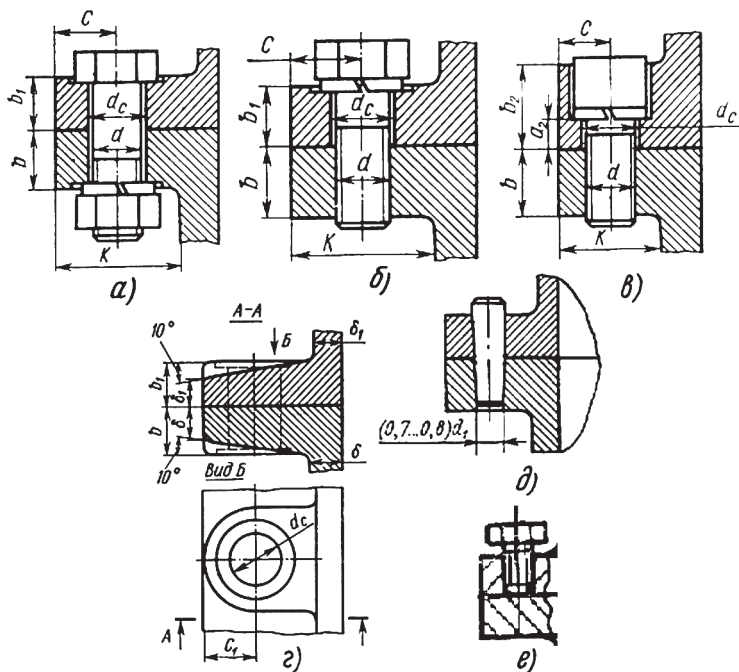


Рис. 4.33. Способы крепления крышки к корпусу редуктора

но по диагонали фланца на наибольшем расстоянии друг от друга. Диаметр штифта на $20 \div 30\%$ меньше диаметра болта или винта, которым крепится крышка к корпусу редуктора (рис. 4.33, д).

Таким же образом предусматривают два отжимных болта для облегчения отделения крышки от основания редуктора (рис. 4.33, е).

Ширина фланца k_1 для крепления крышки к основанию корпуса редуктора обычно равна $k_1 = (3,5 \dots 4)\delta$.

Конкретную ширину фланца K выбирают такой, чтобы на нем свободно размещалась гайка или шестигранная головка болта на расстоянии C , и можно было повернуть гаечный ключ на угол не менее 60° . При креплении болтами (рис. 4.33; а, б) $K \approx 2,7d$; при креплении винтами (рис. 4.33, в) $K \approx (2,1 \div 2,2)d$. Толщину фланцев принимают (рис. 4.33; а, б) $b = 1,5\delta$; $b_1 = 1,5\delta_1$. При креплении винтами (рис. 4.33, в) прини-

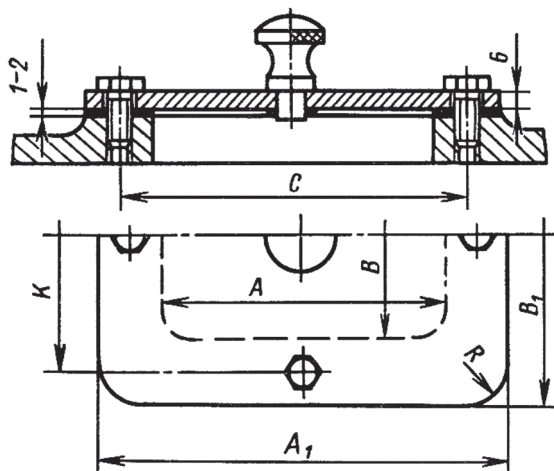


Рис. 4.34. Крышка с отдушиной

мают $a_2=(0,8 \div 1,0)d$, $b=(1,4 \div 1,6)d$, $b_2=(1,8...2,0)d$, где d – диаметр винтов.

Если фланцам придают уклон в 10° по направлению к внешней кромке (рис. 4.33, г), то под крепежные детали предусматривают пластики, и оси болтов размещают на расстоянии от кромки фланцев $C_1 \approx 0,5K$.

Во время работы повышается давление внутри редуктора в связи с нагревом воздуха и масла. Это приводит к выбрасыванию масляного тумана из корпуса через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой установкой отдушин в верхней части корпуса.

Для этого в крышке корпуса предусматривают смотровое отверстие, закрываемое крышкой для осмотра зубчатых передач и заливки масла (рис. 4.34).

4.8.1.2. Конструкция мест в корпусе редуктора для размещения концов валов с подшипниками

Конструкция представляет собой приливы на стенке корпуса редуктора в виде толстостенных втулок (рис. 4.35), называемых бобышками. Если линия разъема крышки и кор-

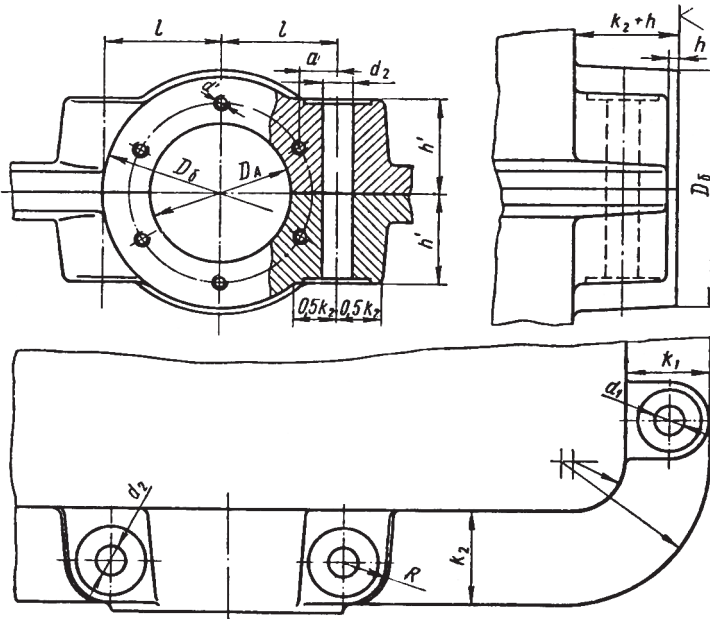


Рис. 4.35. Определение конструктивных элементов бобышки

пуca проходит на уроне осей валов, то одна половина бобышки размещена в крышке, а вторая – в корпусе редуктора.

Расположение резьбовых отверстий на торце бобышки должно быть таким, чтобы резьбовые отверстия для винтов крепления крышек подшипников не совпадали с линией разьема крышки с корпусом.

Отверстия под болты, расположенные на наружном диаметре бобышки, для крепления верхней половины к нижней, максимально приблизить к отверстию D_A для увеличения прочности соединения, но так чтобы они не пересекались с болтами для крепления торцовых крышек.

Расстояние l от оси отверстия d_2 до оси отверстия D_A определяют графически так, чтобы отверстия d' и d_2 не пересекались, расстояние между их осями принимают $a=(1,1...1,2)d_2$. Приливы для размещения болтов обычно скругляют радиусом $R=C$.

Высоту h' также определяют графически. Ее принимают такой, чтобы создались опорные поверхности, достаточные для размещения головок винтов аналогично плиткам и расположению отверстий, приведенным на рис. 4.33, г.

Для удобства обработки все наружные торцы бобышек, на каждой стороне корпуса, располагают на расстоянии K_2+h (рис. 4.35) в одной вертикальной плоскости, а плоскости – параллельно друг другу.

4.8.1.3. Конструкция основания корпуса

Фланец в основании корпуса служит для крепления корпуса к плите или раме.

Диаметры d_ϕ крепежных фундаментных болтов к раме или плите (рис. 4.36) выбирают в зависимости от межцентрового расстояния A или их суммы.

Ширина фланца к основания корпуса для крепления редуктора к плите или раме примерно равна $k \approx (4 \div 4,5)\delta$.

Конкретную ширину фланца k выбирают такой, чтобы на нем свободно размещалась гайка или шестигранная головка болта на таком расстоянии от стенки редуктора, чтобы можно было повернуть гаечный ключ на угол не менее 60° .

Толщина фланца: $\delta_4=(2,0\dots2,35)\delta$; $\delta_5=1,5\delta$.

Стенки основания корпуса редуктора обычно бывают вертикальные, основание (дно) редуктора выполняют с уклоном $2\dots3^\circ$ в сторону тихоходной ступени, где предусматривается небольшое углубление для сбора продуктов износа передачи и сливное отверстие для отработанного масла, которое закрывается пробкой с цилиндрической или конической резьбой (рис. 4.37).

Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения. Поэтому под пробку с цилиндрической резьбой ставят уплот-

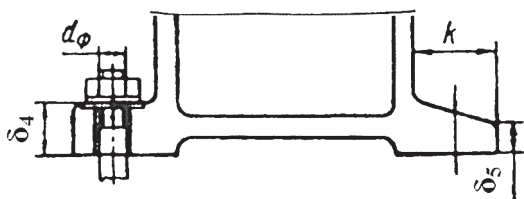


Рис. 4.36. Определение конструктивных элементов основания редуктора

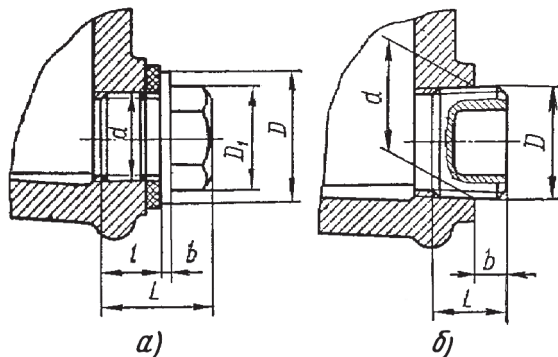


Рис. 4.37. Маслосливные отверстия и пробки для них

няющие прокладки из промасленного технического картона или паронита толщиной $h=1...2$ мм, алюминия или меди. Коническая резьба создает герметичное соединение, и пробки с этой резьбой дополнительного уплотнения не требуют. Поэтому их применение предпочтительно.

Для наблюдения за уровнем масла в картере редуктора предусматривают различные конструкции маслоуказателей (рис. 4.38).

В местах, труднодоступных для наблюдения, следует применять жезловые (а) или крановые (б) маслоуказатели (рис. 4.38). Жезловые указатели (щупы) желательно защищать от масляной волны (стенкой или трубкой), чтобы в любой момент работы редуктора можно было проверить уровень масла, в корпус редуктора жезловые указатели вставляют по скользящей посадке (рис. 4.38, а) или ввинчивают при помощи резьбы М12 или М16х1,5.

Крановые маслоуказатели устанавливают попарно для контроля за нижним и верхним уровнями масла. В кране по рис. 4.38, б надежность уплотнения достигается затяжкой, в результате которой происходит смятие гнезда в корпусе редуктора.

По аналогии с этими конструкциями для контроля за уровнем масла применяют также обычные резьбовые пробки, устанавливаемые в корпусе редуктора на верхнем и нижнем уровнях смазочной жидкости (рис. 4.38, а).

Круглые и трубчатые, удлиненные прозрачные маслоуказатели (рис. 4.39; б, в) применяют в редукторах и других ме-

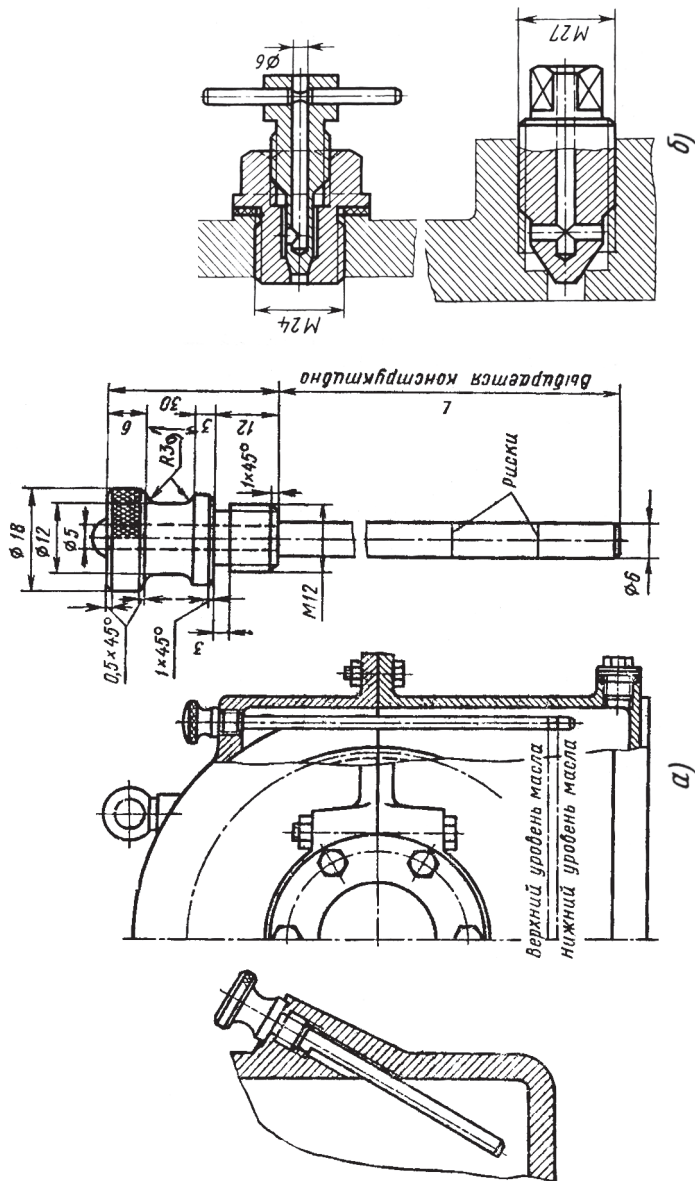


Рис. 4.38. Железные (а) и крановые (б) маслоуказатели

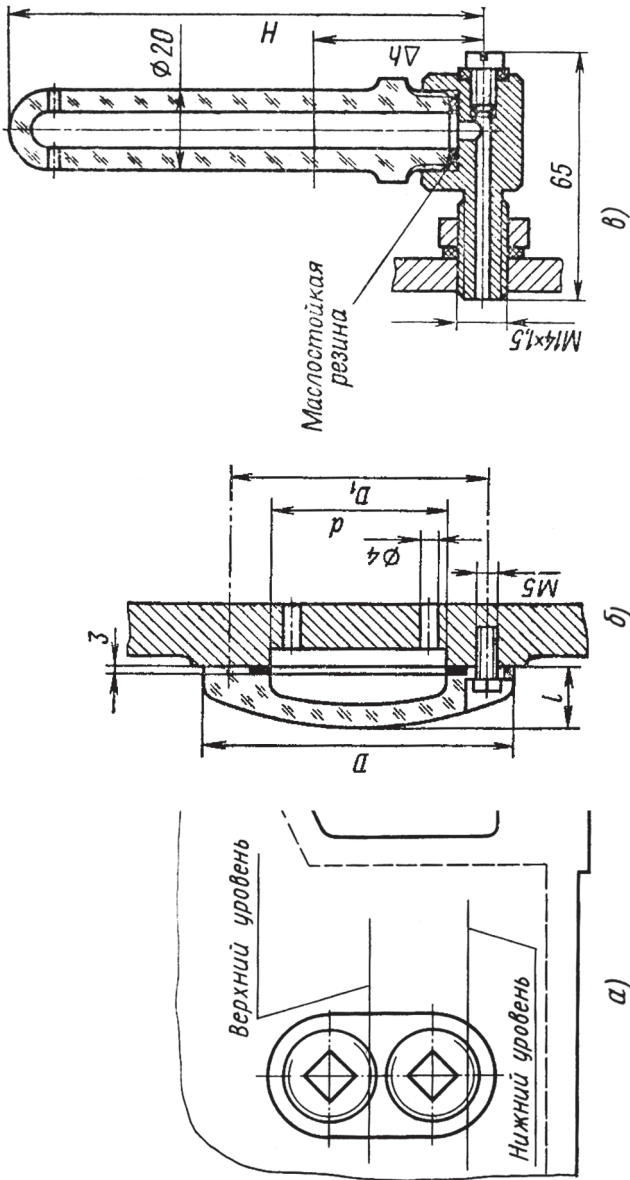


Рис. 4.39. Маслоуказатели: а – пробковый; б – круглый (фонарный); в – удлиненный (железовый)

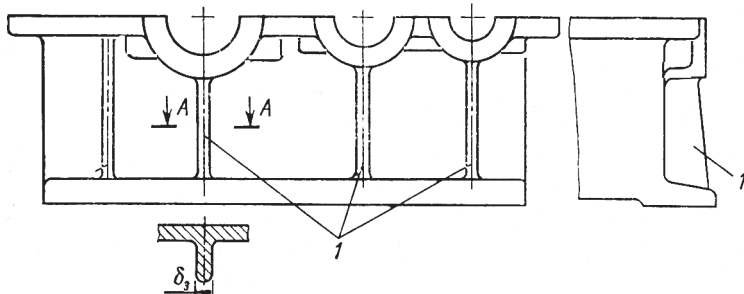


Рис. 4.40. Упрочнение корпуса редуктора ребрами

ханизмах, расположенных на достаточной высоте от уровня пола, т. е. при условии удобного наблюдения за уровнем масла.

Корпус и крышка редуктора находятся под действием нагрузок, действующих на стенки изнутри корпуса. Поэтому конструкцию корпуса и крышки укрепляют введением ребер 1 с наружной стороны корпуса (рис. 4.40), которыми соединяют верхний фланец основания корпуса с нижним и, особенно, бобышки со стенками и фланцем основания корпуса. Толщина ребер основания корпуса $\delta_3 = (0,85 \div 1)\delta$, а у крышки – $\delta_3 = (0,85 \div 1)\delta_1$. Фланцы по линии разъема должны быть сплошными и при сборке скреплены хорошо затянутыми болтами.

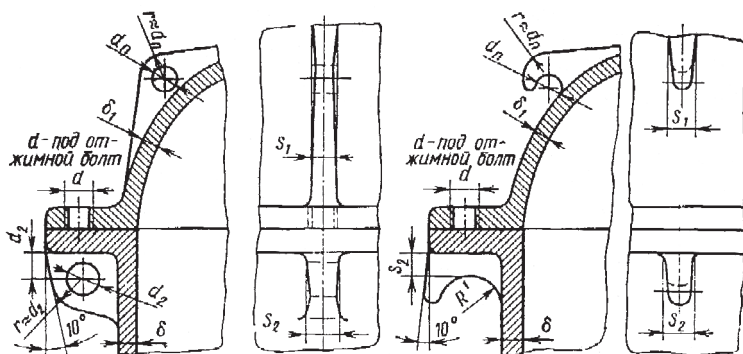


Рис. 4.41. Крюки и проушины для транспортировки редуктора и его деталей

Корпус редуктора оснащается крюками и проушинами в литье (рис. 4.41.) или платиками для установки рым-болтов (рис. 4.38, а), которые используют при обработке корпуса, а также при транспортировке редуктора в собранном виде ($S_1 \approx 1,5\delta_1$; $S_2 \approx d_2 = (1,5 \div 2,0)\delta$; $d_n = (1,5 \div 2,0)\delta_1$; $R' = 2d_2$) (рис. 4.41).

Могут быть встроены места для подвода централизованной смазки или устройства периодической смазки.

4.8.1.4. Конструкция корпуса редуктора со свернутой схемой компоновки

Как уже упоминалось выше, многоступенчатые редукторы (3- и 4-ступенчатые) традиционной развернутой схемы компоновки занимают много места по длине. Зачастую для установки редуктора по высоте вала приводимой машины приходится проектировать специально плиту или раму.

Для экономии производственной площади проектируют редуктор со свернутой схемой компоновки. Этот редуктор состоит из передач и деталей, используемых в редукторе с традиционной развернутой схемой компоновки. Поэтому все расчетные параметры редуктора остаются без изменений. Меняется конструкция корпуса редуктора.

В данном примере (рис. 4.42) при сохранении значений межосевых расстояний в корпусе изменяется зигзагом расположение валов по высоте и по горизонтали.

Быстроходный вал I первой ступени остается на высоте вала электродвигателя; тихоходный вал II первой ступени смещен

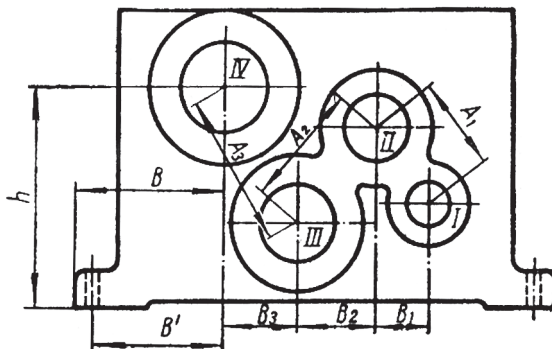


Рис. 4.42. Корпус для свернутой компоновки 3-ступенчатого редуктора

вверх так, что его межосевое расстояние по горизонтали заняло размер $V_1 \approx (0,5 \div 0,6)A_1$; промежуточный вал III на сколько допустимо опущен вниз и занял от вала II по горизонтали размер $V_2 \approx (0,6 \div 0,7)A_2$; выходной вал IV занял верхнее положение и занял от вала III по горизонтали расстояние $V_3 \approx (0,4 \div 0,6)A_3$. Расстояния V' и V соответствуют расстоянию в корпусе обычного редуктора. Расстояние h принимается по высоте вала машины, для которой редуктор будет служить приводом, и оно может быть увеличено изменением по высоте положения вала III.

Верхняя крышка проектируется аналогично, методом огибания радиусом из центра вала IV выступающей из корпуса редуктора части венца колеса. Для конструирования корпуса редуктора может быть применена методика, изложенная для обычного корпуса редуктора, с использованием предложенных эмпирических зависимостей для определения элементов литого корпуса.

При проектировании такого корпуса следует учитывать, что размер расточек под боковые крышки зависит от варианта

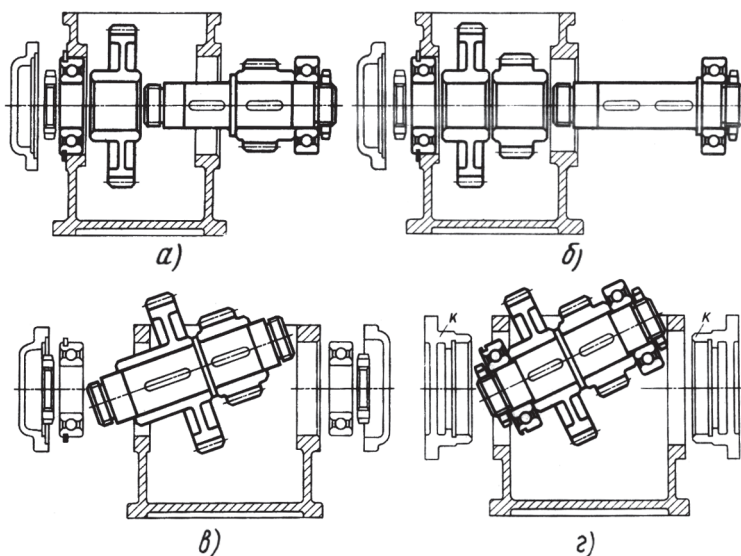


Рис. 4.43. Влияние на конструкцию корпуса варианта сборки валов

сборки вала с корпусом и с деталями, которые размещаются на нем (рис. 4.43).

Например, если шестерня не превышает диаметра подшипника, то производят сборку вала с шестерней подшипником и закрепляют их гайкой. Затем зубчатое колесо вводят через верхнее отверстие корпуса (рис. 4.43, а) и продевают через него вал, напрессовывают подшипник, закрепляют конструкцию гайкой, после чего фиксируют собранный вал крышками.

Если диаметр малого зубчатого колеса превышает диаметр посадочного отверстия подшипника, то оба колеса заводят в корпус сверху (рис. 4.43, б). Вал может быть ступенчатым.

Если вал устанавливается в корпус в собранном виде с зубчатыми колесами, то его заводят в наклонном положении через верхнее отверстие корпуса (рис. 4.43, в), разворачивают, после чего устанавливают подшипники и фиксируют блок крышками.

Если вал устанавливается в корпус в собранном виде с зубчатыми колесами и подшипниками (рис. 4.43, г), то при этом приходится увеличивать размер корпуса, расточек под боковые крышки оригинальной конструкции или применять стаканы под подшипники.

4.8.2. Конструкция сварного корпуса редуктора

В настоящее время просматривается тенденция изготавливать машины со сварными корпусами. Это объясняется тем, что машины со сварными базовыми деталями в целом стали значительно легче, компактнее, формы корпусных деталей стали более эстетичными. Вместе с тем, трудоемкость изготовления, сроки изготовления значительно сократились. Самое главное конструктор получил возможность создавать конструкции по конфигурации и размерам такие, какие соответствуют его замыслу, удовлетворяют интересы заказчика и не связаны с ограниченными возможностями литейного производства.

Принципиально построение конструкции корпуса редуктора для изготовления методом сварки совпадает с конструкцией, изготавливаемой методом литья (рис. 4.44).

Если провести анализ элементов литого корпуса по прочностным характеристикам, то окажется, что размеры стенок,

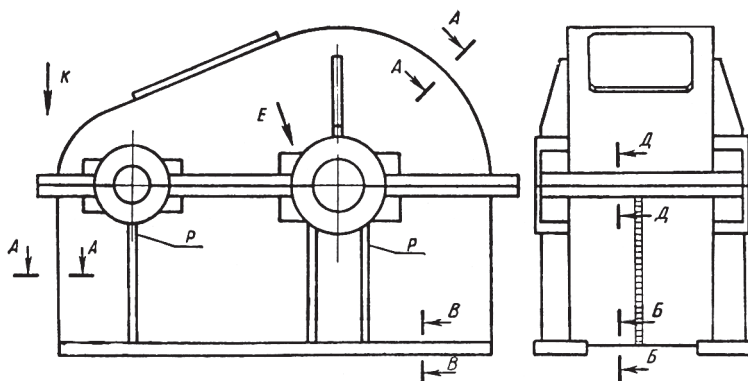


Рис. 4.44. Определение конструктивных элементов сварного корпуса редуктора

бобышек, фланцев и др. завышаются из-за литейной технологии. Следовательно, размеры аналогичных стальных деталей для сварного редуктора можно уточнить в сторону их уменьшения.

Рекомендуемая толщина стенки сварного редуктора из листовой стали марок Ст3 или Ст5 может составлять 5-8 мм, и для тяжелых редукторов – 12 мм.

Корпуса малогабаритных редукторов могут быть изготовлены сваркой из листового дуралюминия.

Для определения других размеров сварного корпуса и крышки можно пользоваться эмпирическими соотношениями, приведенными выше для чугунных корпусов и крышек.

Корпус и крышку редуктора сваривают из элементов, изготовленных из проката. После сварки производят механическую обработку плоскостей и отверстий деталей.

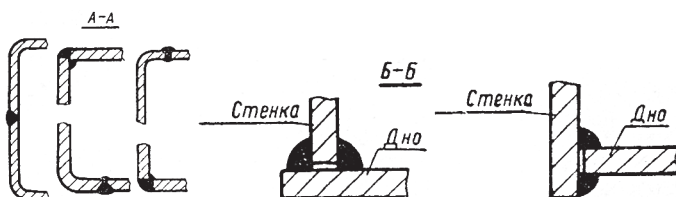


Рис. 4.45. Варианты сопряжения конструктивных элементов стенок и дна

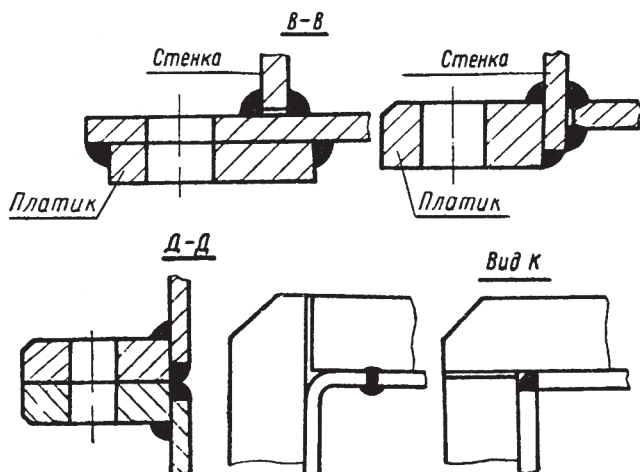


Рис. 4.46. Варианты сопряжения конструктивных элементов стенок, разъема фланцев и основания

На рис. 4.45 показаны возможные варианты конструктивно-го решения сварного корпуса редуктора.

В сечении по А-А показаны варианты сопряжения между собой вертикальных стенок корпуса. Вертикальные стенки могут быть получены гибкой листов проката в размер боковых стенок и сваркой встык по центру торцевой стенки, сваркой листов проката угловыми швами или гибкой листов проката в размер торцевой стенки и сваркой встык с боковыми стенками.

В сечении по Б-Б даны два варианта соединения вертикальных стенок с дном.

В сечении по В-В – два варианта соединения стенок с опорными платиками.

Вариант В-В (рис. 4.46) слева показывает, что вертикальные стенки корпуса приварены к листу, который образовал дно корпуса и нижний фланец для крепления редуктора к плите или раме. Пластики предназначены для создания плоскости механообработкой для крепления редуктора. Вариант В-В справа показывает, что стенки использованы как база для приварки дна редуктора и платика (лапы) для крепления редуктора.

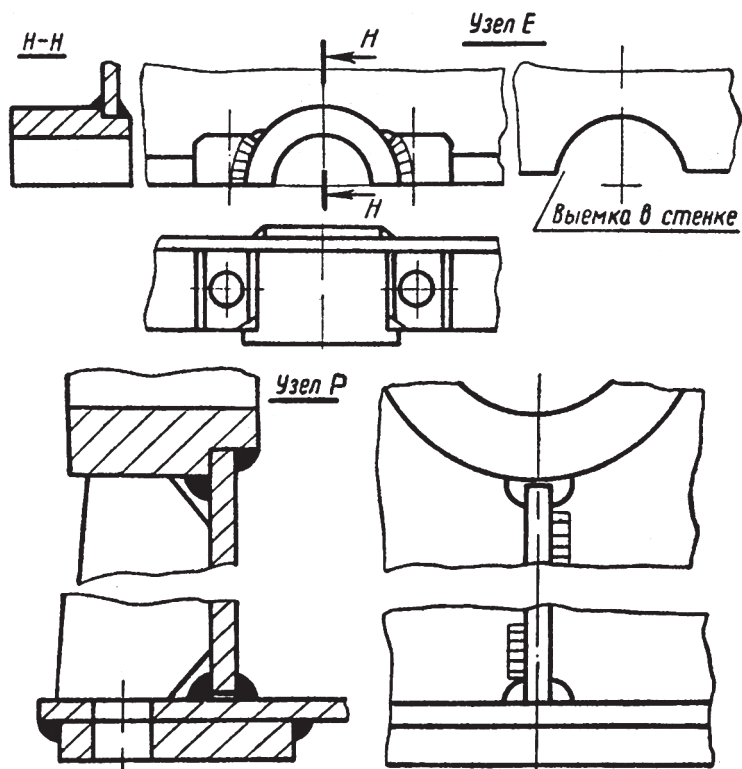


Рис. 4.47. Конструктивные элементы для сопряжения стенок, фланца и бобышки

В сечении по Д-Д представлен вариант соединения стенок с полками, которые образуют фланцы у крышки и у корпуса, для крепления крышки к корпусу. Вид К показывает варианты крепления полок к стенкам корпуса или крышки.

В узле Е (рис. 4.47) показано, что в стенке предварительно вырезают выемку, в которую затем вставляют предварительно обработанную на станке половину бобышки, которая имеет центрирующий пояс (вид Н-Н), вставляемый в выемку в стенке для двусторонней сварки, а также показано соединение бобышки с полками.

В узле Р (рис. 4.47) показано, каким образом объединяются сваркой детали: бобышка, вертикальная стенка, основание с

пластиком и ребро жесткости, с помощью которого сварка соединяет перечисленные детали.

4.8.3. Базовые детали

Базовые детали, к которым относятся станины станков и детали других машин (плиты, рамы, колонны, стойки, поперечины и т. д.), предназначены для компоновки (размещения и присоединения) сборочных единиц (комплектов) и отдельных деталей, которые при выполнении взаимных координированных вращательных движений и поступательных перемещений выполняет определенную работу.

Конструкции базовых деталей характеризуются наличием различных присоединительных (привалочных) поверхностей. Часть из них предназначена для присоединения неподвижных сборочных единиц, а другая – для размещения подвижных сборочных единиц. Поверхности, образующие основание с крепежными отверстиями, предназначены для установки базовой детали на фундамент или пол и для крепления самой базовой детали к фундаменту. Могут быть также поверхности для размещения других взаимодействующих сборочных единиц и деталей.

Для выверки привалочных поверхностей базовой детали в горизонтальной плоскости используют опоры клиновые регулируемые, которые устанавливаются на фундамент под нижнюю плоскость базовой детали.

В процессе эксплуатации базовые детали испытывают постоянные и переменные нагрузки от сил тяжести, от сил взаимодействия сборочных единиц при выполнении рабочих движений при поступательном перемещении и создаваемых ими моментов при вращательных движениях.

4.8.3.1. Конструкция литой базовой детали из чугуна

Конструкцию базовой детали рассмотрим на примере металлорежущих станков, потому что многие конструктивные элементы, применяемые в станках, находят применение также в конструкциях различных технологических машин.

На базовой детали (станине) металлорежущего станка предусмотрены поверхности, на которых устанавливаются и крепятся сборочные единицы различного назначения. Наиболее

ответственными являются расположенные на базовой детали (станине) направляющие поверхности, назначение которых заключается в обеспечении кругового или прямолинейного перемещения сборочных единиц станка (столов, кареток, бабок и др.).

В процессе эксплуатации металлорежущего станка направляющие его станины и сама станина испытывают переменные нагрузки от сил тяжести перемещающихся сборочных единиц, обрабатываемой заготовки, силы резания и создаваемых ими моментов.

Литые базовые детали изготавливают из серого и модифицированного чугуна. В большинстве случаев применяют серый чугун марок СЧ15 и СЧ21 и реже – модифицированные чугуны марок СЧ32 и СЧ35.

Литые станины для станков изготавливают коробчатой формы, внутри которой для жесткости располагаются перегородки и ребра для придания жесткости. При необходимости перегородки образуют ниши, которые используют как емкость для рабочей жидкости (масло или охлаждающая жидкость) или как шкаф для размещения электроаппаратуры управления и питания станка и др.

В конструкциях базовых деталей, как правило, предусматривают окна и проемы по технологическим соображениям или предусматривают сквозные окна для возможности захвата стропами при транспортировке краном, которые не всегда целесообразно делать. Исследования показали, что окно, выполненное в одной стенке, снижает жесткость конструкции на кручение в несколько раз, а несколько вырезов в разных стенках снижают жесткость еще больше.

При создании конструкции базовой детали руководствуются опытом эксплуатации аналогичных конструкций и используют эмпирические зависимости, в основе которых лежит опыт по определению толщины стенки базовой детали. Предварительно толщину стенки определяют по зависимости:

$$\delta = 10 \sqrt{\frac{2L + B + H}{3}},$$

где L, B, H – габаритные размеры станины, и L имеет наибольший размер.

Таблица 4.6

Рекомендуемые толщины стенок станин (к рис. 4.48)

L	H	B	Стенки вертикальные										Направляющие и горизонтальные стенки			
			наружные					внутренние								
			a	R	S	S ₁	A	a ₁	S ₂	A ₁	A ₂	a ₂	H ₁	a ₃	R ₁	
600-1000	300	400	10 12	5	10	30	25	8 10	12	14	8	18	25	14	10	
1000-1500	400	700	12 14	8	12	35	30	10 12	12	16	8	20	30	16	10	
1500-2250	500	1000	14 16	8	12	35	35	12 14	14	18	8	25	35	16	10	
2250-3000	500	1200	16 18	10	15	40	40	14 16	14	20	10	25	40	18	15	

Примечания: 1. Размеры уклонов в мм: для стенок станин наименьшего размера $c=6$; $h=50$; $c_1=40$; $h_1=35$; для остальных станин $c=8$; $h=70$; $c_1=6$; $h_1=50$; для первых трех размеров $c_2=8$; $h_2=70$; для остальных $c_2=10$; $h_2=60$.
2. Припуски на обработку не учтены.

После проработки конструкции базовой детали с учетом присоединяемых сборочных единиц и нагрузок уточняют толщину стенки, исходя из технологических требований и по со-

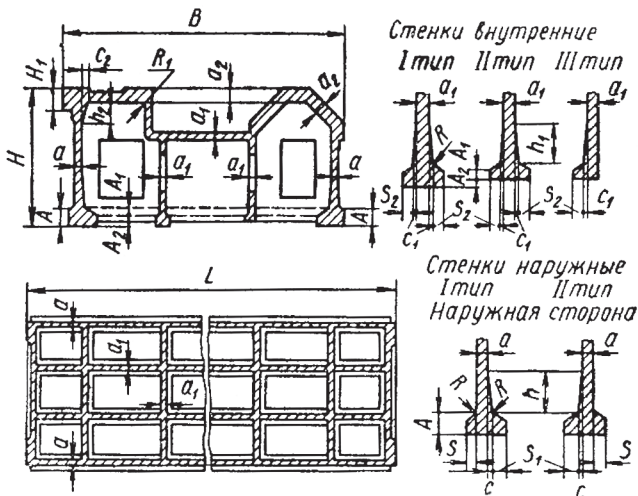


Рис. 4.48. Пример конструкции станины с условными размерами

ображениям необходимой жесткости. Рекомендуемые толщины стенок по литейным условиям приведены в табл. 4.6, на примере конструкции станины, приведенной на рис. 4.48.

Следует учитывать, что конструкция литой базовой детали в большой степени определяется ее назначением и технологическими возможностями предприятия-изготовителя.

4.8.3.2. Конструкция сварной базовой детали

В современных машинах в качестве базовых несущих конструкций нашли широкое распространение сварные базовые детали коробчатой формы, которые менее трудоемки в производстве и значительно легче литых. Они, исключая станины станков и др., не имеют поверхностей, которые изнашиваются в процессе эксплуатации, и поэтому их долговечность определяется сроком морального старения всей машины.

Сварные конструкции изготавливают из листовой стали марок Ст.3, Ст.4 или Ст.5 толщиной $8 \div 12$ мм.

Основные требования, предъявляемые к сварным базовым деталям, определяются их назначением и условиями работы. Сварные рамы, как базовые детали, обеспечивают базирование и неизменное взаимное расположение устанавливаемых на них механизмов и других сборочных единиц, которое не должно изменяться в процессе работы машины, в том числе при ее транспортировке. Поэтому сварная базовая деталь должна обеспечивать достаточную точность расположения присоединительных поверхностей и иметь необходимую прочность и жесткость.

Нагрузки, возникающие при работе машины и имеющие вибрационный, а иногда и ударный характер, а также масса установленных сборочных единиц должны восприниматься сварной рамой при выполнении технологической работы. Поэтому размеры и масса машины в целом во многом определяются размерами и массой рамы, которая составляет до 70% от массы всей машины. В связи с этим при конструировании сварной базовой детали необходимо учитывать это обстоятельство и компоновать ее так, чтобы обеспечить минимально возможные габариты и массу.

Конструкции сварной рамы в большой степени определяются ее назначением и технологическими возможностями предприятия-изготовителя.

Рамы, применяемые в качестве базовых деталей в современных машинах, разделяются на сварно-литые, сварно-штампованные и сварные.

Сварные базовые детали используют значительно больше, так как их изготовление не требует сложных и дорогих моделей и штампов. В некоторых случаях, когда базовая деталь имеет большие размеры, а отдельные ее элементы – сложную форму, она может быть изготовлена сварно-литой конструкции. В этом случае сложные части рамы (например, направляющие, корпус редуктора) выполняют литыми и соединяют со сварной конструкцией.

Сварная базовая деталь обычно имеет коробчатую форму с жестким каркасом. Верхняя поверхность базовой детали выполняют из стального листового проката толщиной $6 \div 8$ мм в виде плоской фигуры близкой к квадрату или прямоугольнику, которая приварена к каркасу. Боковые прямоугольные поверхности выполнены из стального листового проката толщиной $5 \div 8$ мм, одна или две из которых могут быть съемными при ремонте. На верхней и боковых поверхностях базовой детали приваривают обрабатываемые в дальнейшем опорные пластики в соответствии со схемой размещения сборочных единиц. Основание базовой детали выполняют в виде рамы из швеллеров, уголков или металлических пластин с отверстиями под фундаментные болты для крепления машины к фундаменту.

Конструкция сварной базовой детали влияет на выбор материалов для сварных рам, способа ее изготовления и на ее массу. Для сварных рам главным образом используется сталь, а при ограничении массы – алюминиевые сплавы. Применяемые материалы должны обладать хорошей свариваемостью.

В качестве несущих элементов конструкций рам могут использоваться как готовые балки (швеллеры, трубы, гнутые профили и т. д.), соединяемые между собой сваркой и образующие стержневую систему определенной формы, так и балки, изготовленные сваркой из проката более простых форм (уголки, гнутые профили, трубы, лист). Такие балки в сечении обычно имеют конструкцию коробчатой формы.

При конструировании сварной базовой детали прежде всего необходимо определить компоновку устанавливаемых на ней

сборочных единиц и деталей и этим определить ее конфигурацию. Для этого уточняют взаимное расположение устанавливаемых на ней сборочных единиц в плане и по высоте; их габариты и присоединительные размеры; форму присоединительных элементов; материал, из которого предполагается изготовить раму; метод изготовления и конструкцию несущих балок.

Устанавливают положение главных балок в плане. Форма рамы в плане определяется расположением на ней сборочных единиц. В некоторых случаях, если все сборочные единицы расположены в одну линию, в раме можно использовать только одну главную несущую балку с прямой геометрической осью. Если же расположение агрегатов имеет ступенчатую форму, то можно применить балку также ступенчатой формы.

Чаще же рамы делают двухбалочными, балки в них соединяют диафрагмами или в виде замкнутого контура. Такие рамы имеют несколько большую массу, но имеют сравнительно большую жесткость и устойчивость.

Конструируют поперечные скрепления продольных балок. Поперечные скрепления могут быть как в виде диафрагм, т. е. вертикальных и горизонтальных листов, связывающих балки, так и в виде балок такой же конструкции, что и главные. Для придания рамам большей жесткости поперечные скрепления обычно располагают под сборочными единицами.

Размеры (рис. 4.49, а) и форма (рис. 4.49, б) сечения балок, изготовленных из листа, в зависимости от требуемой высоты, должны иметь следующие геометрические соотно-

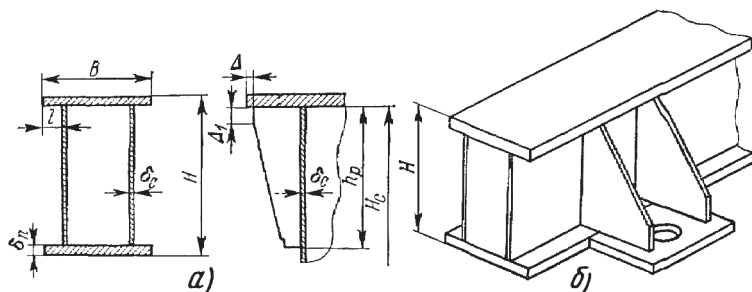


Рис. 4.49. Размеры и форма сечения балок

шения: $\delta_c \geq 2 - 0,02H$; $\delta_n \geq \delta_c N(B + \delta_c)$; $e = (1,2 \div 2)\delta_n$; $B = (0,3 \div 0,4)N$; $h_p \geq 0,3H_c$; $\Delta = (1 \div 2)\delta_p$; $\delta_p = (0,8 \div 1,0)\delta_c$; $\Delta = (2 \div 3)\delta_p$.

Высоту балки определяют в зависимости от наибольшей длины рамы L_a по следующей зависимости: $H = (0,09 \div 0,11)L_a$.

Такие металлоконструкции несколько тяжелее швеллеров, особенно при больших сечениях балок, но они обладают большей жесткостью, и в них, с точки зрения распределения напряжений, лучше используется металл.

Применяются также рамы, изготовленные сваркой из прокатных уголков и гнутых профилей. Для избегания потери устойчивости, если высота H_c плоских стенок балок превышает $(50 \div 70)\delta$, где δ – толщина стенки, а также, если горизонтальные листы выступают над вертикальными, вводят ребра жесткости.

Расстояние между соседними ребрами принимают равным $\zeta_p = (40 \div 50)\delta$.

Отдельные балки, стойки и подставки, составляющие раму, соединяются между собой, образуя жесткую неизменяемую конструкцию. К этим соединениям предъявляется ряд требований: равнопрочность с основными балками, достаточная жесткость, подготовка и сборка деталей соединений с наименьшим количеством сборочных операций.

При размещении сборочных единиц (компоновке) на раме необходимо соблюдать следующие условия: конструкции сварных соединений должны предусматривать возможность доступа для выполнения швов и их контроля; сварные швы по возможности надо делать стыковыми, и, как исключение, внахлестку; все опорные поверхности рамы, на которые устанавливаются механизмы и несущие детали, и которыми рама опирается на фундамент или основание, должны возвышаться над плоскостью рамы и иметь доступ для их механической обработки после окончания сварочных операций; ко всем крепежным деталям (болтам, винтам, шпилькам и гайкам) необходим свободный доступ для гаечного ключа.

Расположение находящихся рядом присоединяемых сборочных единиц должно быть таким, чтобы дать возможность повороту гаечного ключа на угол не менее 60° для перехвата граней; опорные поверхности рамы, расположенные под головками болтов и винтов, а также под гайками, должны иметь механическую обработку. Под болты и гайки, опирающиеся

на наклонные поверхности полок швеллеров, должны устанавливаться косые шайбы.

Основным условием для размещения балок по высоте является доступ к болтам (винтам и шпилькам) крепления сборочных единиц к раме. Это условие необходимо учитывать, так как при его выполнении имеется возможность монтажа и демонтажа сборочных единиц без съема рамы с фундамента. Если габариты всей установки не ограничены по высоте, то верхнюю плоскость балки располагают ниже самой нижней плиты на $40 \div 50$ мм (зазор, необходимый для доступа к крепежным болтам или гайкам).

Если габариты конструкции по высоте ограничены, то самую нижнюю плиту устанавливают непосредственно на верхнюю плоскость балки. При этом необходимо соблюдать условия, чтобы отверстия для крепежных болтов не попадали на нижележащие балки, их стенки и ребра. Вместе с тем, отверстия для крепежных болтов должны отстоять от них на расстоянии, необходимом для подвода гаечного ключа. Для доступа к деталям крепления нужно также предусмотреть специальные окна (сверху или сбоку) достаточных размеров для прохода руки или инструмента.

Подставки конструируются под плиты, возвышающиеся над главными балками. Для облегчения конструкции рамы подставки делают сварными из листа, гнутых профилей или листовой штамповки, но иногда для этого используются и швеллеры. В этом случае рама получается более тяжелой, но менее трудоемкой в изготовлении.

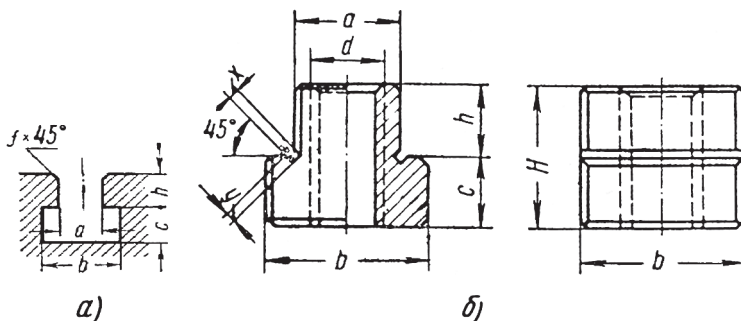


Рис. 4.50. Пазы станочные (а) и сухари к пазам станочным (б)

Для усиления плоских стенок балок и подставок, а также полок и плат, во избежание потери их устойчивости, устанавливаются ребра жесткости.

Опорные платы должны размещаться под присоединительными элементами сборочных единиц. Так как они после сварки рамы подлежат механической обработке, которая необходима для обеспечения плат присоединительных размеров по высоте и исправления остаточных деформаций, вызванных местным нагревом, то места для обработки нужно располагать так, чтобы они были доступны для режущего инструмента.

Толщину плат принимают равной $(0,6 \div 1,0)\delta_a$, где δ_a – толщина присоединительного элемента сборочной единицы (привалочного фланца). Длина и ширина плат должна быть на 15-20 мм больше размеров опорных элементов сборочных единиц для возможности их относительного перемещения при монтаже. Отверстия в платах рамы делаются равными соответствующим отверстиям в привалочных фланцах сборочных единиц.

Для удобства монтажа сборочных единиц на опорных платах иногда размещают накладки с пазами для закладных болтов (со станочными пазами), что облегчает монтаж и регулировку сборочных единиц (рис. 4.50 и 4.51).

Для возможности крепления рамы к фундаменту или к другой раме в ее нижнем основании делаются отверстия для крепежных или фундаментных болтов.

Устанавливают крепежные болты с шагом, зависящим от размеров рамы, в пределах от 300 до 1000 мм. Крайние болты должны отстоять от конца рамы на 200-300 мм. Диаметр болтов принимают на $1,2 \div 1,25$ больше наибольшего диа-

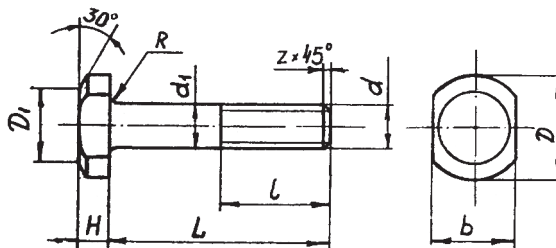


Рис. 4.51. Болты к пазам станочным

метра болта крепления сборочных единиц, устанавливаемых на раме. Отверстия для крепежных или фундаментных болтов могут делаться или в элементах балок, например в полках швеллеров, если балки изготовлены из них, или в специальных приваренных к балкам пластинах, усиленных ребрами. Для избегания дополнительных изгибающих моментов, действующих на фундаментные болты из-за эксцентрисности приложенной нагрузки, все опорные поверхности головок болтов и гаек должны механически обрабатываться. Под головки болтов или гайки, опирающиеся на полки швеллеров или двутавров, имеющих уклоны, должны устанавливаться косые шайбы.

Для подъема рамы краном необходимо предусмотреть в ней специальные отверстия или скобы, предназначенные для захвата ее стропами. Устройства для подъема должны размещаться в доступных местах таким образом, чтобы исключить перевертывание рамы при подъеме и по возможности уменьшить ее деформацию от собственной массы.

4.8.3.3. Конструкция направляющих скольжения

Несмотря на большое различие условий работы разнообразных типов станков и машин, основные конструктивные формы направляющих малочисленны. Направляющие станины станков разделяют на направляющие качения и скольжения.

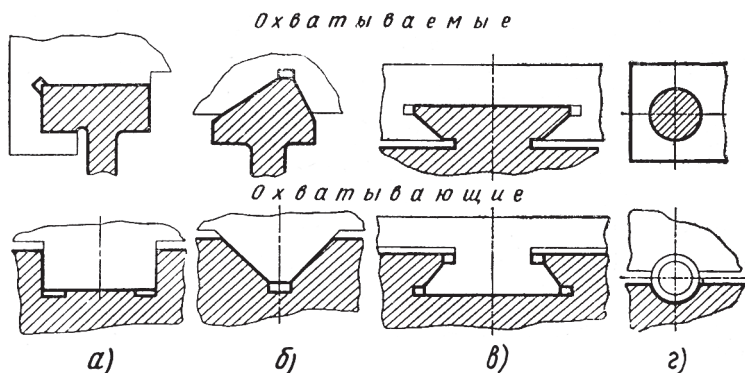


Рис. 4.52. Форма направляющих станин

Направляющие скольжения получили большое распространение (рис. 4.52).

Литые базовые детали для станков изготавливают вместе с направляющими скольжения и с накладными (присоединяемыми) направляющими из чугуна или стальные с термообработкой.

Сварные конструкции базовых деталей применяют с накладными направляющими из чугуна марок СЧ21 или СЧ32, из стали с термическим упрочнением, синтетического гранита и др.

По конфигурации чаще всего применяются прямоугольные, плоские (рис. 4.52, а), призматические, треугольные (рис. 4.52, б), трапециевидные с профилем типа «ласточкина хвоста» (рис. 4.52, в) и цилиндрические (рис. 4.52, г) направляющие скольжения.

Каждую из этих форм можно применять в виде охватывающих и охватываемых направляющих (рис. 4.52). Кроме того, часто используют сочетание направляющих различной формы, когда одна из направляющих выполнена прямоугольной, а другая треугольной или в виде половины трапециевидной формы.

Прямоугольные направляющие отличаются технологичностью изготовления и простотой контроля геометрической точности. В последнее время в металлорежущих станках они находят все большее распространение, так как отличаются простотой и надежностью регулировки зазоров. В охватываемом варианте исполнения эти направляющие, как и все другие формы, плохо удерживают смазку, а в охватывающем варианте хорошо удерживают смазку, но нуждаются в надежной защите от загрязнений.

Треугольные направляющие обладают свойством автоматического выбора зазоров под действием собственного веса узла. Угловое расположение рабочих граней направляющих усложняет их изготовление и контроль.

Трапециевидные направляющие отличаются компактностью конструкции, но сложны в изготовлении и контроле. Устройства для регулирования зазора относительно просты, но не обеспечивают высокой точности сопряжений.

Цилиндрические направляющие в охватываемом варианте не обеспечивают большой жесткости из-за прогиба скалок (штанг), закрепленных на концах; их применяют преимущественно при малой длине хода. При охватывающем

варианте у этих направляющих сложно изготовить полукруглые пазы.

Геометрическая точность направляющих в металлорежущих станках при обработке переносится на обрабатываемую поверхность детали. Поэтому непосредственный контакт сопряженных поверхностей в направляющих скольжения определяет требования к выбору их материалов для обеспечения износостойкости направляющих. Неудачный подбор материалов приводит к повышенному износу, который по причине неравномерного своего характера влияет на точность обработки и на геометрическую точность обрабатываемых поверхностей деталей.

Материал для направляющих оказывает решающее влияние на их износостойкость. Чугунные направляющие из серого чугуна, выполненные за одно целое с базовой деталью, наиболее просты и дешевы, но при интенсивной работе не обеспечивают необходимой долговечности. Износостойкость серого чугуна значительно повышается при термической обработке. Закалка одной из сопряженных поверхностей токами высокой частоты снижает износ направляющих более чем в 2 раза, а закалка обеих охватываемой и охватывающей направляющих (салазок и станины) уменьшает износ примерно в 4 раза по сравнению с незакаленными поверхностями. При закалке лишь одной из сопряженных поверхностей целесообразно термически обрабатывать неподвижную деталь (станину) с длинными направляющими, форма которых копируется при движении и неравномерный износ которых по длине связан с потерей точности обработки. Легирующие присадки к чугунным направляющим дают повышение износостойкости только при последующей их закалке до высокой твердости. Однако легирование всей базовой чугунной детали, если направляющие выполнены за одно целое с ней, экономически нецелесообразно, а при применении накладных направляющих целесообразно использовать стальные планки.

Износостойкость чугунных направляющих может быть сильно повышена при применении специальных покрытий. Хромирование направляющих слоем твердого хрома толщиной 25-50 мкм обеспечивает твердость до 68-72 HRC и, соответственно, повышение долговечности. Слой хрома равномерно наносится на окончательно обработанную поверхность направ-

ляющих, обеспечивая постоянство толщины хромированного покрытия 2-3 мкм.

Для чугунных направляющих применяют также напыление слоя молибдена и некоторых сплавов с содержанием хрома, что повышает их износостойкость в 4-5 раз по сравнению со стальными закаленными направляющими.

Стальные направляющие выполняют в виде отдельных плашек, которые затем крепят к базовой детали. К сварным стальным станинам направляющие приваривают, а к чугунным базовым деталям стальные планки прикрепляют винтами или приклеивают.

Для стальных накладных направляющих применяют:

- малоуглеродистые стали (сталь 20, 20Х, 20ХНМ) с последующей цементацией и закалкой до высокой твердости (60-65 HRC);
- азотируемые стали с глубиной азотирования 0,5 мм и закалкой до очень высокой твердости свыше 60-65 HRC;
- легированные высокоуглеродистые стали типа ХВГ с объемной закалкой и отпуском (58-62 HRC) применяют значительно реже.

Цветные сплавы типа бронз (БрОФ 10-1, БрАЖ 9-4) и цинковых сплавов (ЦАМ 10-5) обладают хорошими антизадириными свойствами, и иногда их применяют в тяжелых станках. Однако из-за высокой стоимости направляющих из цветных сплавов их применяют реже, чем закаленные стальные направляющие или направляющие жидкостного трения.

Пластмассы также обладают антизадириными свойствами, но их редко применяют как детали для направляющих станин из-за малой жесткости, а также из-за низкой износостойкости при абразивном загрязнении.

Выбор конструкции направляющей скольжения осуществляют на основе одной из исходных форм на рис. 4.53 и в зависимости от высоты направляющей Н, в соответствии с рекомендациями, приведенными выше.

Длину подвижной детали (длину прилегания) обычно принимают в пределах 1,5-2 от ширины направляющих, а длина неподвижной направляющей во избежание провисания подвижной детали должна быть немного больше суммы длины подвижной детали и общей длины хода.

Для точного прилегания охватывающей и охватываемой взаимно перемещающихся деталей применяются компенси-

рующие устройства для регулирования зазора между соприкасающимися поверхностями.

Регулирование зазоров в направляющих скольжения осуществляют клиньями или планками, которые желательно располагать с ненагруженной стороны направляющих, так как они понижают суммарную жесткость несущей системы. Клинья обеспечивают более тонкую регулировку зазора, чем планки, но требуют точной обработки поверхностей, расположенных под заданным углом.

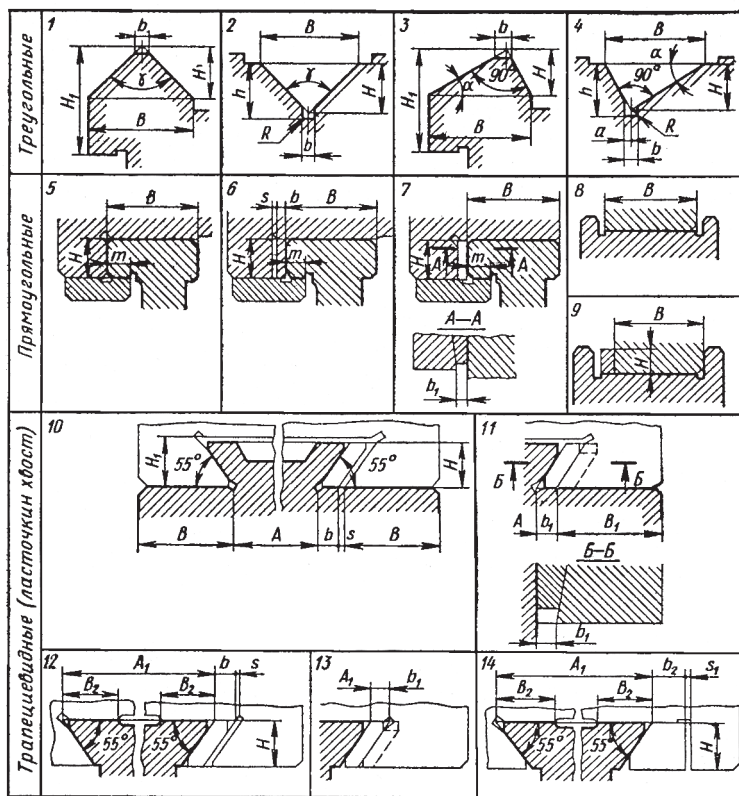


Рис. 4.53. Конструктивные параметры направляющих:

- 1, 2 – симметричные; 3, 4 – несимметричные; 5, 8 – без регулировки зазора;
6, 9, 10, 12, 14 – с регулировочной планкой; 7, 11, 13 – с клином

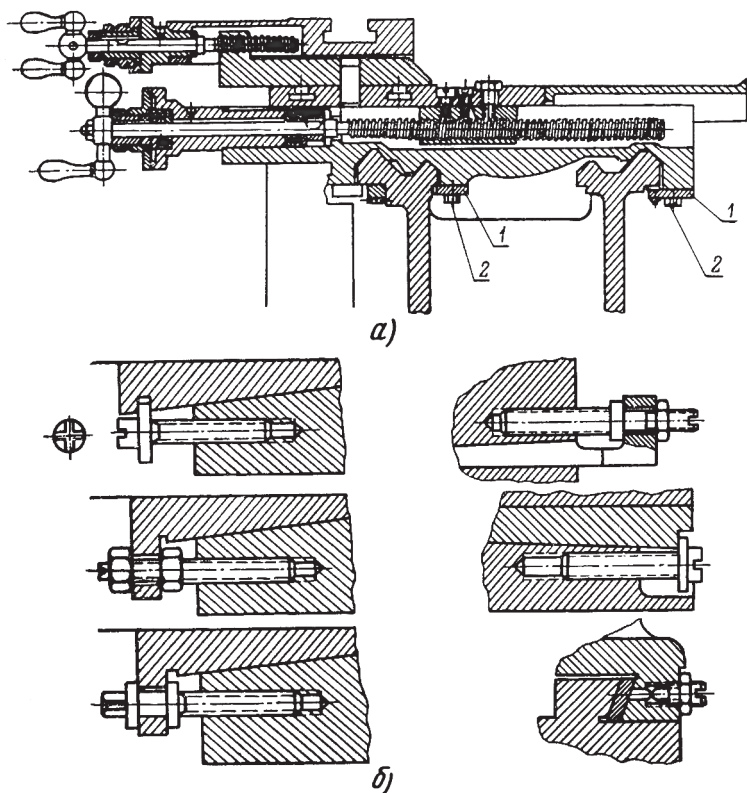


Рис. 4.54. Механизмы регулировки направляющих:
 а – призматических; б – плоских и в виде «ласточкина хвоста»

Для регулировки призматических и V-образных направляющих (рис. 4.54, а) требуются только компенсаторы-планки 1, которые прижимаются к одной из плоскостей направляющих, чаще всего нижней, с помощью винтов 2.

Регулировка зазоров в плоских направляющих и направляющих в виде «ласточкина хвоста» (рис. 4.54, б) осуществляется компенсатором в виде клина, который имеет возможность перемещаться вдоль направляющих посредством винтов и гаек. Клинья имеют уклон от 1:40 до 1:100. Чем длиннее клин, тем меньше его уклон. Компенсаторы ставят с ненагруженной стороны.

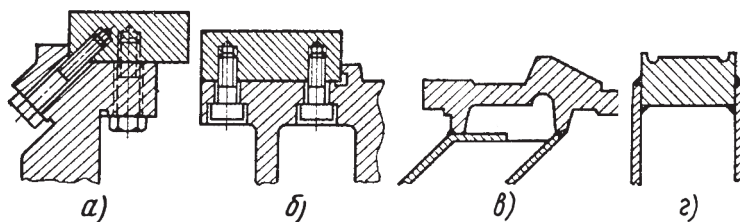


Рис. 4.55. Накладные направляющие:
на литье (а, б); приваренные к сварной станине (в, г)

Накладные направляющие крепят к базовой детали по всей их длине. При механическом креплении винтами или креплении клеем целесообразно предусматривать надежную фиксацию к центрирующим выступам в поперечном направлении. Примеры конструктивного оформления накладных направляющих приведены на рис. 4.55, а-г.

Во всех случаях не следует нарушать однородность поверхности рабочих граней направляющих. Крепежные винты следует располагать с определенным шагом во избежание искривления накладной планки и волнистости.

По требованию износостойкости ограничивают допустимые давления на рабочих гранях направляющих, а по требованию жесткости лимитируют допустимые контактные перемещения. Давления на рабочих поверхностях направляющих можно определить приближенным методом, справедливым для тех случаев, когда собственная жесткость сопряженных базовых деталей существенно больше контактной жесткости направляющих. Допускаем, что по длине направляющих давления изменяются по линейному закону, а по ширине направляющих в связи с ее малой (сравнительно с длиной) величиной давления считаются постоянными. Из практики эксплуатации металлорежущих станков рекомендуют максимальное давление при малых скоростях не более $2,5 \dots 3,0 \text{ Н/мм}^2$, при больших скоростях – не более $1,0 \dots 1,2 \text{ Н/мм}^2$. Для станков высокой точности и тяжелых средние давления не должны превышать $0,1 \dots 0,2 \text{ Н/мм}^2$.

Для снижения коэффициента трения применяют жидкие и консистентные смазки, а также синтетические покрытия и пластмассовые накладки.

4.8.3.4. Конструкция направляющих качения

Направляющие качения применяют так же, как направляющие скольжения для поступательного перемещения сборочных единиц или рабочих органов с заданными параметрами, к которым можно отнести скорость перемещения, вес перемещаемого груза, точность траектории перемещения и др.

Направляющие качения бывают двух видов.

К первому виду относят направляющие качения, когда для перемещения сборочной единицы или рабочего органа используются колеса или ролики, вращающиеся на закрепленных осях. Их применяют при перемещении конвейерных столов, тележек тельферов, крановых тележек и др. (рис. 4.56, а).

Ко второму виду относят направляющие качения (рис. 4.56; б, в), когда для перемещения сборочной единицы или рабочего органа используются тела качения (шарики или ролики), которые размещают между поступательно перемещающимися, контактирующими через них, сопрягаемыми поверхностями. Такие направляющие применяют в металлорезающих станках, и они также находят применение в другом технологическом оборудовании. Особенность этих направляющих заключается в том, что по скорости тела качения в 2 раза отстают от скорости перемещения по ним подвижной поверхности. Поэтому при больших перемещениях используют подвижные направляющие с возвратной циркуляцией тел качения.

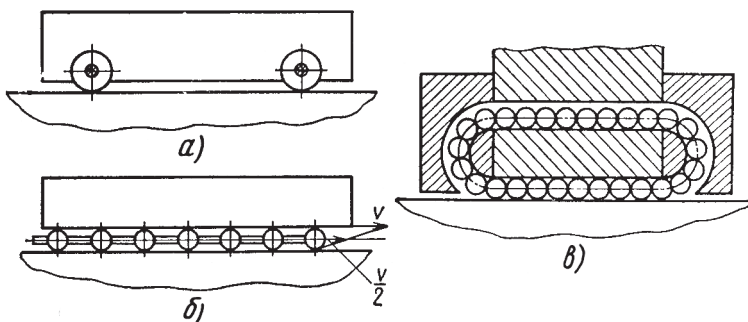


Рис. 4.56. Основные схемы направляющих качения:

а – на колесах с закрепленными осями; б – с потоком тел качения;
в – с циркуляцией тел вращения

Направляющие качения (рис. 4.56) имеют ряд преимуществ по сравнению с направляющими скольжения: более высокая точность перемещения и остановки подвижных узлов, отсутствие скачков при медленных перемещениях, малая величина силы, необходимая для перемещения узлов, отсутствие заеданий, легкость осуществления смазки. В направляющих качения, в зависимости от нагрузки, используются различные тела качения: при малых – шарики и иглы, при средних и больших – ролики. Конструкция направляющих качения дает возможность разместить большое число тел качения в зоне контакта и обеспечить необходимую жесткость и точность движения.

Материал для рабочих поверхностей направляющих качения должен обеспечивать высокую твердость и однородность рабочей поверхности.

Чугунные направляющие применяют сравнительно редко, лишь при небольших нагрузках, поскольку допустимые нагрузки на тела качения при чугунных направляющих в 10 раз меньше для роликов и в 30 раз меньше для шариков. Чугунные направляющие обладают более низкой износостойкостью, чем стальные направляющие, и их необходимо тщательно защищать от загрязнений.

Стальные закаленные направляющие (твердость не ниже 60-62 HRC) чаще всего выполняют из подшипниковых сталей марок ШХ9, ШХ15 с объемной закалкой, реже используют высокоуглеродистые стали марок ХВГ и 9ХС. Малоуглеродистые стали марок 20Х и 18ХГТ применяют, когда необходима механическая их обработка после термической обработки. Глубина цементированного слоя по всей рабочей поверхности должна быть не менее 0,8-1,0 мм. Азотируемые стали марки 38ХМЮА используют крайне редко, поскольку они дают малую толщину упрочненного слоя и, как следствие, меньшую нагрузочную способность.

Конструктивные формы направляющих качения аналогичны профилям, которые применяют для направляющих скольжения. Возможны другие варианты конструкций направляющих в результате различных комбинаций основных форм направляющих и тел качения (рис. 4.57), в зависимости от воспринимаемых нагрузок по направлению и величине.

Число тел качения в одном ряду на направляющей не должно быть меньше 12-16, так как с их уменьшением усиливается копирование исходных погрешностей по длине направ-

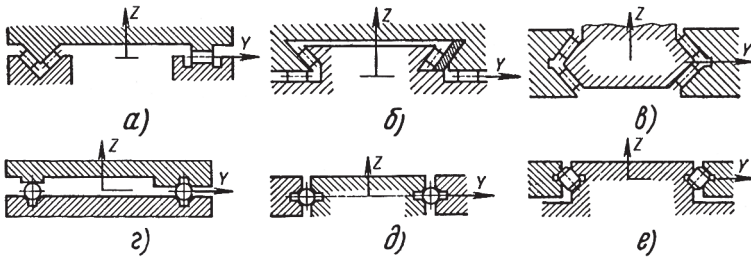


Рис. 4.57. Примеры конструктивных форм направляющих качения

ляющих и снижается точность движения. С другой стороны, для загрузки всех или почти всех тел качения внешней силой необходимо соблюдать условия:

$$z \leq 2,5q = 3,5 \frac{P}{\sqrt{d}},$$

где q – погонная нагрузка на единицу длины ролика, Н/см; P – нагрузка на один шарик, Н; d – диаметр шарика, см.

Увеличение числа тел качения свыше, чем допускает условие, приводит к тому, что все большее число тел качения оказывается ненагруженными полностью или частично.

Диаметр тел качения выбирают из тех соображений, что с уменьшением диаметра возрастают силы трения, а с увеличением диаметра увеличиваются габариты направляющих. Жесткость шариковых направляющих возрастает с увеличением диаметра шариков, а жесткость роликовых направляющих почти не связана с диаметром роликов. Для роликовых направляющих в станках используют короткие ролики диаметром 5-12 мм и длинные ролики диаметром 5-20 мм.

Предварительный натяг в направляющих качения устраняет вредное влияние зазоров и обеспечивает повышение жесткости направляющих в 2-3 раза.

Предварительный натяг для горизонтальных рядов роликов может создаваться постоянно действующей внешней нагрузкой от перемещаемой массы сборочной единицы или рабочего органа станка (рис. 4.58, а). Недостаток такого способа предварительного натяга – невозможность выбора оптимальной величины натяга и его регулирования.

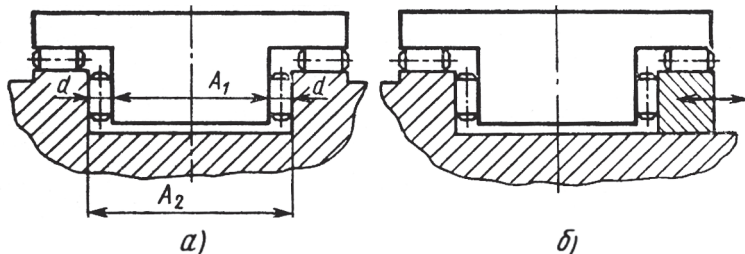


Рис. 4.58. Способы создания натяга в направляющих качения

Другой способ создания предварительного натяга использует замыкание размерной цепи $A_2 = A_1 + 2d - \delta$ при сборке направляющих, как это осуществлено (рис. 4.58, а) для вертикально расположенных рядов роликов. Недостаток подобного способа заключается в том, что надо выдерживать размеры A_1 и A_2 с большей точностью, так как максимальные величины натяга для шариковых направляющих не должны превышать 7-10 мкм, а для роликовых направляющих – 10-15 мкм. Рекомендуемые величины натяга обычно составляют 5-6 мкм.

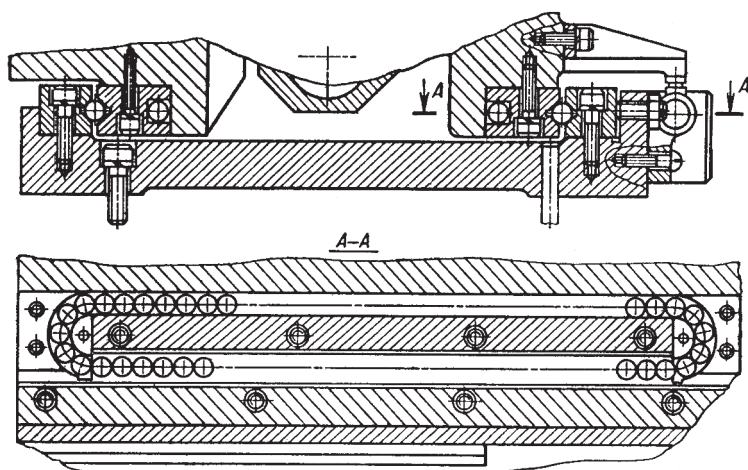


Рис. 4.59. Направляющие с циркуляцией тел качения
(разрез А-А повернут на 90°)

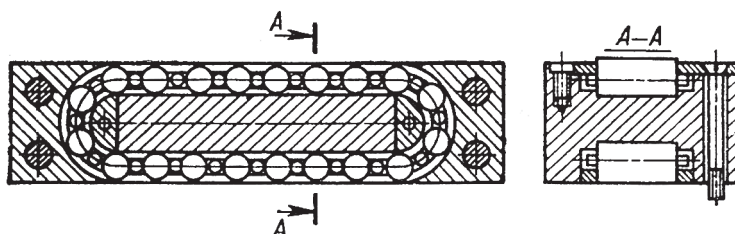


Рис. 4.60. Унифицированный узел с циркуляцией роликов (танкетка)

Универсальным способом создания натяга является применение регулирующих устройств (рис. 4.58, б) или пружин, но при этом желательно, чтобы во избежание снижения жесткости эти устройства не совпадали с действием основной нагрузки.

Направляющие с циркуляцией тел качения применяют, если длина хода или перемещения больше длины перемещаемого подвижного узла. Эти направляющие выполняют без сепаратора со сплошным потоком шариков или роликов (рис. 4.59), причем часть тел качения прокатывается между рабочими поверхностями направляющих, воспринимающая нагрузку, а другая их часть в это время свободно перемещается по каналу возврата. В некоторых конструкциях рабочие шарики и ролики чередуют с такими же шариками и роликами, но немного меньшего диаметра, которые выполняют функции сепаратора.

Находят применение конструкции направляющих с циркуляцией тел качения, в которых используют сепараторы в виде гибкой цепи.

В настоящее время промышленность выпускает унифицированные узлы с циркуляцией роликов (танкетки) (рис. 4.60), которые предназначены для использования в конструкциях технологических машин в качестве направляющих качения.

4.8.3.5. Направляющие жидкостного трения. Гидродинамические направляющие

Создание направляющих жидкостного трения на гидродинамическом эффекте для прямолинейного и кругового движений возможно только при достаточно больших скоростях, которые соответствуют скоростям главного движения в станках.

Здесь движение скольжения – прямолинейное со скоростью постоянной (в направляющих скольжения станков) или пе-

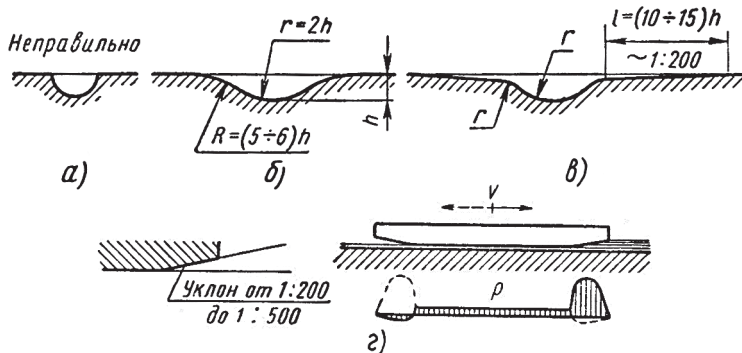


Рис. 4.61. Подшипники скольжения при поступательном движении

ременной (в направляющих пазах кривошипно-шатунных и кулисных механизмов). В обоих случаях направление движения изменяется в мертвых точках, в которых скорость равна нулю, а поэтому в них и возникает наибольшая опасность заедания. Вне мертвых точек возможно жидкостное трение, если скорость скольжения достаточно велика (для малых давлений – примерно от 0,5 м/сек), если достаточен подвод масла и если оно правильно распределяется.

Для этого передние грани (кромки) ползуна или каретки должны быть пришабрены с уклоном (рис. 4.61, г), или же смазочные канавки должны переходить в плоские поверхности скольжения с уклоном (рис. 4.61, а-в). Длина пришабриваемой поверхности должна быть не больше половины ее ширины, для того чтобы масло у кромок не вытекало слишком

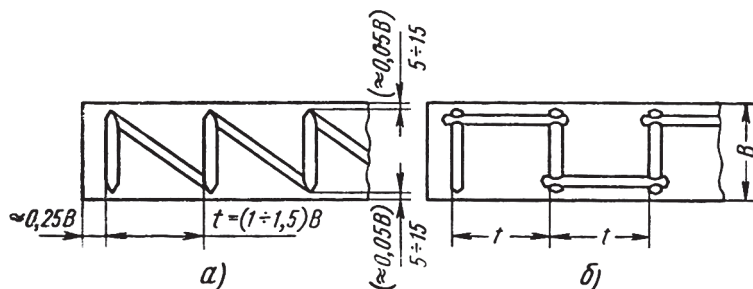
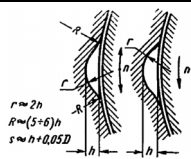


Рис. 4.62. Схема гидродинамических направляющих

Таблица 4.7

Глубина смазочных канавок для направляющих

Ширина направляющей, В, мм	Глубина смазочной канавки, h, мм	
	для жидкого масла	для консистентной смазки
До 70	1,5	2
70-100	2	2,5
100-130	2,5	3
130-170	3	3,5
170-200	3,5	4
200-250	4	4,5
Свыше 250	4	5



интенсивно. Смазочные канавки должны быть перпендикулярны направлению движения, чтобы было возможно гидродинамическое давление (рис. 4.62; а, б).

Глубину канавок принимают по табл. 4.7.

Материалом для ползуна и направляющей чаще всего является чугун; в этом случае допускают удельные давления от 0,3 до 0,5 Н/см². Для более высоких давлений (до 1,0 Н/см²) и скоростей свыше 4 м/сек ползун заливают баббитом. Хорошо зарекомендовала себя (для давлений до 1,0 Н/см²) облицовка ползуна пластмассой.

Поверхности скольжения шлифуют или пришабривают. Пришабренные поверхности более износостойки. Если шлифуют обе поверхности, то одну следует шлифовать в продольном, а другую – в поперечном направлении, чтобы обеспечить образование масляных карманов.

4.8.3.6. Гидростатические направляющие

В тяжелых станках и в станках с высокой точностью перемещений применяют гидростатические направляющие (рис. 4.63), в которых трущиеся поверхности полностью разделены слоем масла, подаваемого под давлением в специальные карманы.

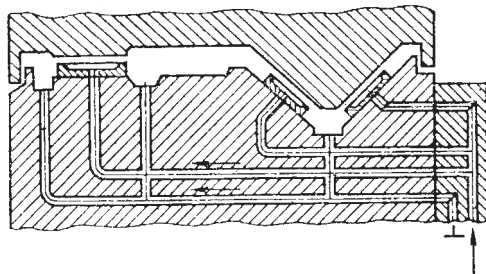


Рис. 4.63. Гидростатические направляющие

Жесткость таких направляющих выше, чем обычных, практически исключен износ, обеспечивается высокая чувствительность, равномерность и точность перемещений. Изготовление гидростатических направляющих, особенно масляных карманов, технологически трудоемко, что ограничивает их применение.

К точности обработки направляющих поверхностей предъявляют высокие требования:

1. Допуск прямолинейности направляющих станин не более 0,01-0,025 мм на длине 1000 мм для станков нормальной точности и до 0,002 мм на длине 1000 мм для станков высокой и особо высокой точности.

2. Допуск параллельности направляющих станин нормальной точности 0,01-0,025/1000 мм и 0,002/1000 мм (у станин станков высокой и особо высокой точности).

3. Допуск перпендикулярности поверхностей 0,02-0,01/1000 мм.

4. Шероховатость направляющих станин должна быть в пределах $R_a=0,4 \div 0,8$ мкм для станков нормальной точности и $R_a=0,2 \div 0,1$ мкм для высокоточных станков.

Высокие требования к точности направляющих объясняются тем, что от этого зависит точность изготовления на станке деталей. Получение точности направляющих является сложным технологическим процессом, начиная от получения заготовки, ее старения, стадий предварительной и окончательной обработки. В целях восстановления направляющих при ремонте при отсутствии возможности их станочной обработки производится шабрение.

Гидростатические направляющие получают все большее распространение в станках в силу ряда достоинств: обеспечение режима жидкостного трения при любых скоростях и в связи с этим полное устранение износа, высокие демпфирующие свойства, рав-

номерность и высокая чувствительность точных исполнительных движений. К недостаткам гидростатических направляющих следует отнести сложность системы смазки и трудности, связанные с надежной фиксацией перемещаемого узла в заданной позиции.

4.8.3.7. Конструкция литой плиты

Конструкция плиты или рамы и конструкция устанавливаемых на них комплектов сборочных единиц и деталей выполняется так, чтобы при монтаже без дополнительных доработок и подгонок можно было совместить узлы на плите по сопрягаемым размерам для крепления.

Вместе с тем, чтобы в процессе работы машины заложенная в конструкции и достигнутая при монтаже точность относительно положения узлов не нарушалась, предусматривают надежное их взаимное крепление и фиксацию их положения двумя контрольными, обычно коническими штифтами, на каждый узел.

Плиты изготавливают в виде отливок из серого чугуна марок СЧ12 и СЧ15.

Для того чтобы выполнить сборку привода на плите, необходимо иметь сборочные чертежи или схемы привязки, на которых нанесены размеры подсоединяемых мест, которыми определяется взаимное положение сборочных единиц и двигателя. Например, для редуктора – это высота центров от основания и межцентровое расстояние выходных валов и привязанное к ним расположение крепежных отверстий корпуса редуктора к плите или раме.

В плите предусматривают в вертикальных стенках сквозные окна или другие устройства для возможности захвата плиты стропами при транспортировке краном.

По технологии литья крайне нежелательно иметь большие горизонтально расположенные поверхности. Поэтому в горизонтальной поверхности плиты предусматривают сквозные окна, но так, чтобы не ослабить конструкцию плиты. Для восстановления утраченной прочности и жесткости, вызванных применением окон, по контуру окон располагают с нижней стороны плиты невысокие ребра (рис. 4.64, а).

Для придания большей прочности и жесткости плите больших размеров на внутренней стороне располагают продольные и поперечные ребра жесткости толщиной 0,8δ. Высота ребер должна быть не более пятикратной их толщины (рис. 4.64, б).

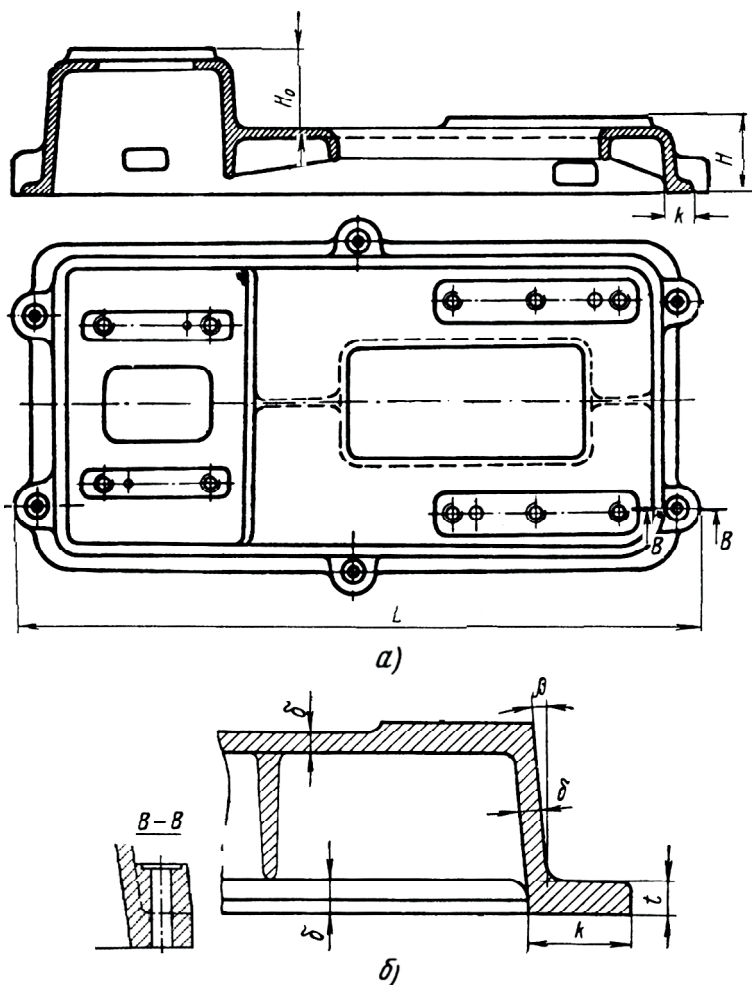


Рис. 4.64. Конструкция литой плиты

Толщину внутренних стенок, перегородок и ребер назначают на 15...20% меньше толщины наружных стенок.

Ребра жесткости располагают так, чтобы они не совпадали с местами крепления расположенных на плите узлов и не выступали над обрабатываемыми поверхностями.

Т а б л и ц а 4.8

Размеры обрабатываемых платиков и бобышек, мм

Приведенный габарит плиты N, м	q, мм при L, B, мм				
	до 200	св. 200 до 300	св. 300 до 500	св. 500 до 1000	
св. 0,5 до 3,5	3÷5	6÷8	6÷8	10÷12	-
св. 3,5 до 5,5	6÷8	10÷12	10÷12	15÷18	15÷18
св. 5,5 до 6,8	6÷8	10÷12	15÷18	15÷18	20÷25

Чтобы в окна не попадали мусор и грязь, после монтажа привода их обычно закрывают крышками из листовой жести или фанеры.

Под места крепления механизмов и электродвигателя на поверхности плиты предусматривают платики, сопрягаемые поверхности которых обрабатывают.

Размеры обрабатываемых опорных платиков (шероховатость $R_a = 10 \div 5$ мкм и допуск параллельности плоскостей – $0,1 \div 0,15$ мм) с учетом неточности литья принимают на величину q больше по всему контуру опорных поверхностей присоединяемых деталей (табл. 4.8). Величина q зависит от приведенного габарита плиты N, который определяют по зависимости:

$$N = 0,25(2L + B + H),$$

где B – ширина или средняя ширина плиты, м.

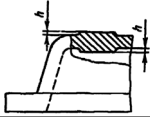
Высоту h обрабатываемых опорных платиков принимают в зависимости от габаритов плиты (табл. 4.9).

Плиту крепят к полу или фундаменту специальными болтами, которые размещают на фланце или приливах.

Диаметры болтов d_ϕ крепления плиты или рамы к фундаменту (табл. 4.10) определяют по зависимости:

Таблица 4.9

**Наименьшая высота h обрабатываемых платиков
и бобышек, мм**

					
L или H	h	L или H	h	L или H	h
до 50	2	свыше 500 до 750	6	свыше 1250 до 1500	12
свыше 50 до 250	3	свыше 750 до 1000	8	свыше 1500 до 1750	14
свыше 250 до 500	4	свыше 1000 до 1250	10	свыше 1750 до 2000	16

$$d_{\phi} = \sqrt[3]{5T_{\text{тих}}}$$

где $T_{\text{тих}}$ – крутящий момент на тихоходном выходном валу передачи (редуктора).

Количество болтов определяют из условия обеспечения допускаемого давления опорного фланца плиты на фундамент. Расстояние между фундаментными болтами $300 \div 500$ мм.

Диаметр и число фундаментных болтов можно принимать по табл. 4.10. Длина заложения болтов в фундаменте зависит от их диаметра. Для производственных машин длину заложения

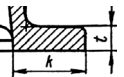
Таблица 4.10

**Диаметр и число фундаментных болтов
в зависимости от длины плиты**

Длина плиты L , мм	до 500	от 500 до 600	от 600 до 700	от 700 до 800	от 800 до 1000	от 1000 до 1200	от 1200 до 1500
Диаметр фундаментных болтов, d , мм	12	16	16	20	20	24	24
Число болтов	4	4	4	6	6	8	8

Таблица 4.11

**Ширина фланца k в зависимости от диаметра
фундаментных болтов**

	d_{ϕ} болта	M12	M16	M20	M24	M27	M30
	k	38	42	52	58	65	75

ния рекомендуют выбирать в пределах $(12 \div 15)d$. Ширина фланца к основания корпуса для крепления редуктора к плите или раме примерно равна $k \approx (4 \div 4,5)\delta$. Рекомендуемые значения k в зависимости от диаметра фундаментных болтов d_ϕ приведены в табл. 4.11.

Конкретную ширину фланца k выбирают такой, чтобы на нем свободно размещалась гайка или шестигранная головка болта на таком расстоянии от вертикальной стенки плиты, чтобы можно было повернуть гаечный ключ на угол не менее 60° .

Толщина фланца $t=(2,0 \div 2,35)\delta$.

При большом периметре фланца ширину его K уменьшают (рис 4.64, а), а для фундаментных болтов формируют в размер K или более приливы (рис. 4.64, а, разрез В-В), которые могут быть пустотелыми и одинаковой высоты или по высоте могут совпадать с обрабатываемой верхней поверхностью плиты. Размер приливов выполняют соответственно размеру головки или гайки фундаментного болта.

Размер K плиты проверяют по условию:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]_{\text{сж}},$$

где σ_{\max} – наибольшее напряжение в стыке, возникающее от затяжки фундаментных болтов и от внешних нагрузок (сдвигающих сил и моментов и опрокидывающих моментов), действующих на плиту; $[\sigma]_{\text{сж}}$ – допускаемое напряжение сжатия для материала фундамента (пола).

Для крепления устанавливаемых на плите узлов делают сквозные резьбовые отверстия глубиной $(2 \div 2,5)d$ резьбы, что иногда требует местного утолщения стенок. Крепление сборочных единиц на плите болтами с гайками не должно вызывать трудности при сборке.

Для установки и регулировки положения электродвигателя применяют салазки, которые крепят к платикам плиты.

4.8.3.8. Конструкция сварной рамы

Сварные рамы в качестве базовой детали более практичны при единичном изготовлении (рис. 4.65).

При этом могут быть использованы детали из стандартного профильного проката и профильные детали собственного из-

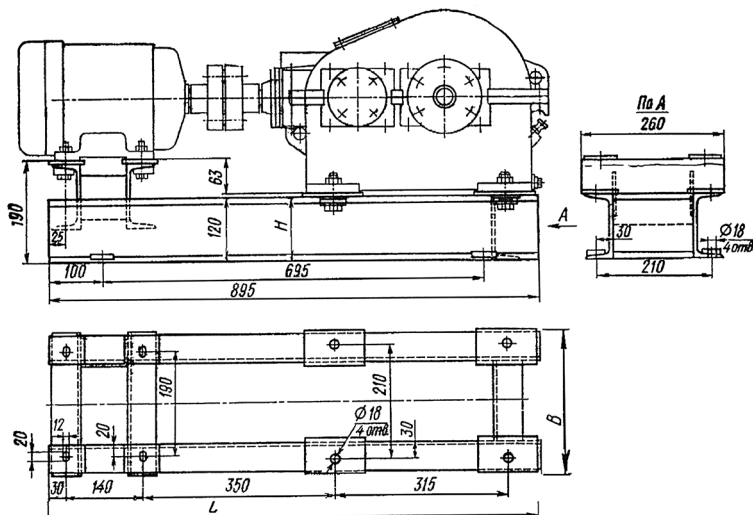
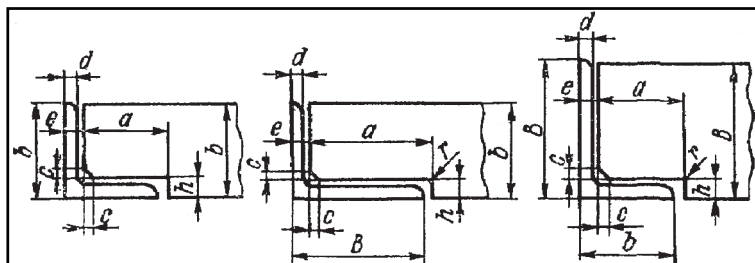


Рис. 4.65. Типовая сварная рама для установки электродвигателя и редуктора

готовления из листового металла. При конструировании сварных рам следует иметь в виду, что деталь в процессе сварки может деформироваться. Поэтому все базовые поверхности под сборочные единицы после сварки механически обрабатывают для выравнивания плоскостей. Чтобы не производить обработку больших поверхностей рамы в местах, предназна-

Таблица 4.12
Размеры элементов деталей, примыкающих к уголкам по ГОСТ 8509-93 и ГОСТ 8510-86, мм



Окончание табл. 4.12

Угольник b×b	Угольник B×b		d	Угольник b×b		Угольник B×b		h±l	C	r	e
				a±l	a±l	a ₁ ±l					
40	40	25	3	37	22	37	4				
40	40	25	4	36	21	36	5				
45	45	28	3	42	25	42	4				
45	45	28	4	41	24	41	5	5			
45	-	-	5	40	-	-	6				
50	50	32	3	47	29	47	4				
50	50	32	4	46	28	46	5				
50	-	-	5	45	-	-	6				
56	56	36	4	52	32	52	5	6			
56	56	36	5	51	31	51	6				
			4	59	36	59	5				
63	63	40	5	58	35	58	6	7			
			6	57	34	57	7				
	70	45	6	65	40	65	6				
70	-	-	6	64	-	-	7	8			
	-	-	8	62	-	-	9				
75	75	50	5	70	45	70	6				
75	-	-	6	69	44	69	7				
-	80	50	5	-	45	75	6	9			
80	80	50	6	74	44	73	7				
80	-	-	7	73	-	-	8				
90	90	56	6	84	51	85	7				
			7	83	50	84	8	10			
100	100	63	8	93	56	93	9	12			
	-	-	12	80	-	-	13				
125	125	80	8	118	73	118	9				
			12	114	69	114	13				
-	140	90	8	-	83	133	9				
140	-	-	10	131	81	131	11				
-	160	100	10	152	91	151	11				
160	160	100	12	150	89	149	13				
-	-	-	16	146	-	-	17	16	3		
-	180	110	10	-	103	173	11				
180	-	-	12	170	101	171	13				

ченных для установки на них сборочных единиц привода, приваривают пластики, которые затем обрабатывают в заданный размер. Размер привариваемых пластиков можно принять такой же, как для литой рамы.

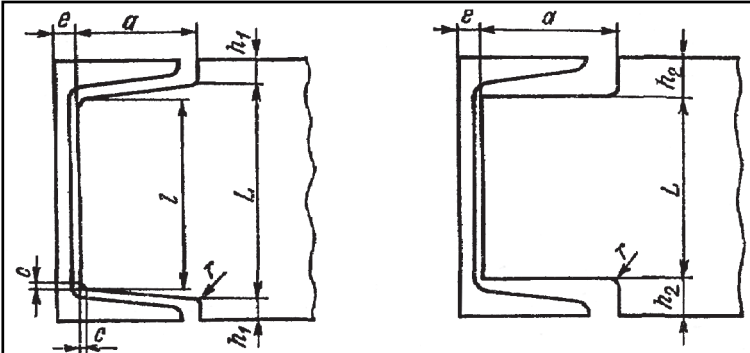
Размер Н рамы можно выбирать по соотношению $H \geq (0,09 \div 0,11)L$.

Размеры В и L определяются конструкцией и компоновкой, устанавливаемых на раме сборочных единиц (рис. 4.65).

Нижнюю поверхность рамы обычно не обрабатывают. При обработке платиков, расположенных на верхней поверхности рамы, за базу принимают нижнюю поверхность рамы.

Таблица 4.13

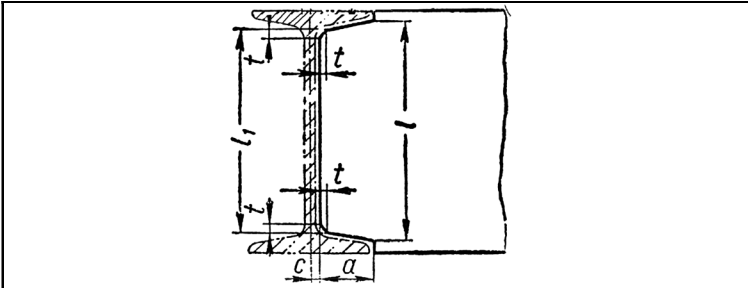
Размеры элементов деталей, примыкающих к швеллерам по ГОСТ 8240-97, мм



Номер профиля	a±1	e	r	Тип I				Тип II	
				h _i	h ⁺⁵	L ₁	c	L±2	h±1
5	28	6	1,5	38	6,0	38	4	22	14
6,5	32			52	6,5	47			
8	36			68	6,0	60		50	
10	42			87	6,5	80		68	
12	47	7	2,0	107	6,5	99	5	86	17
14	53			118		118		104	
16	59			136	136	122			
18	65			155	155	140			
20	72			173	173	158			
22	78			192	192	174			
24	85	8	2,5	210	7,5	210	7	192	24
27	90			255		239		220	
30	94	9	2,5	285	8,0	268	8	246	27
33	100			314		295		272	
36	104	10	3,0	342	9,0	323	9	300	30
40	109			380		360		334	33

Таблица 4.14

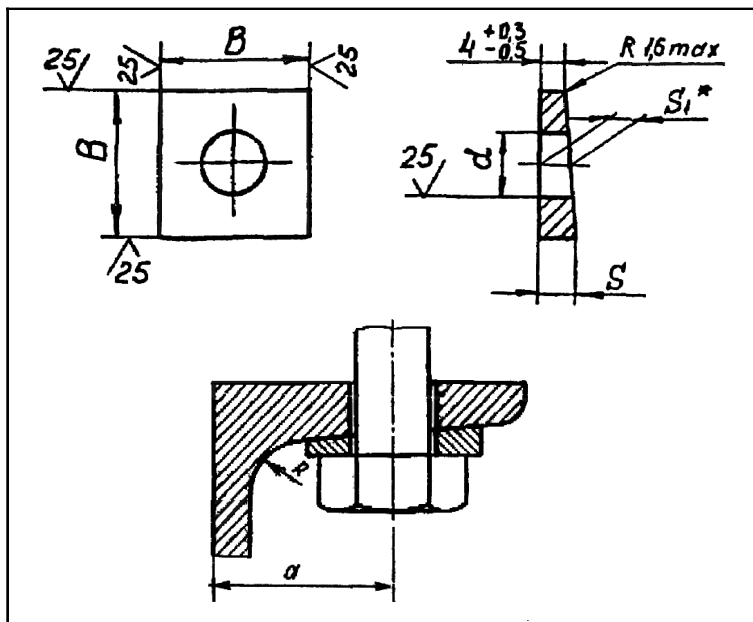
Размеры элементов деталей, примыкающих к двутавру по ГОСТ 8239-89, мм



№ профиля	a	c	l	l ₁	Фаска t
14	38	4	127	111	4
16	42	4	146	130	5
18	44	5	165	148	5
20a	47	5	184	167	6
24a	55	6	220	203	6
30a	59	6	280	260	7
36a	63	7	338	315	7
40a	66	7	376	352	8

В сварной раме предусматривают окна и проемы, удобные для ее транспортировки краном, а также для установки и выверки на фундаменте. Обычно сварные рамы конструируют из швеллеров, которые располагают полками наружу (рис. 4.65, вид А). Такое расположение полки удобно для крепления сборочных единиц к раме. Сборочные единицы крепят как болтами, так и винтами. В первом случае в полках швеллеров сверлят отверстия напроход для стержня болта (рис. 4.65). На внутреннюю поверхность полки должны навариваться или накладывать косые шайбы, выравнивающие поверхность полки швеллера под головками болтов (или под гайками) (табл. 4.15). Такие же шайбы приваривают на нижних полках швеллеров, в местах расположения фундаментных болтов (рис. 4.66, г). Также для увеличения жесткости рамы связывают верхние и нижние полки косынками (рис. 4.66, а), которые позволяют воспринимать внешние усилия всей высотой, а не только нижними полками. Если позволяет конструкция, то для увеличения

Размеры косых шайб по ГОСТ 10906-78
и их установка



Диаметр резьбы болта	d	B	S ₁	S	a	№ швеллера	№ двутавра
10	11	20	5,1	5	30	8	14
12	13	30	5,7	6	30	10	18
14	15				35	12	18a
16	17				35	14	
18	19	40	6,2	7	40	16	22a
20	22				40	18	24a
22	24				50	20a	30a
24	26						
24	26	50	6,8	9	50	22a	40

Пример условного обозначения косой шайбы для болта номинального диаметра 20 мм, из материала группы 01, без покрытия: шайба 20.01 ГОСТ 10906-78.

Примечания: 1. Допускается вместо радиуса R1,6 делать фаску 1,6x45°.

2. Размер S рекомендуется при получении шайб способом механической обработки или штамповки.

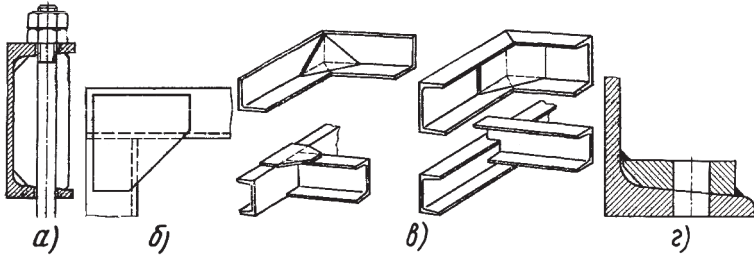


Рис. 4.66. Конструкции различных видов соединений

жесткости рамы и выравнивания усилий затяжки фундаментные болты пропускают через обе полки швеллера (рис. 4.66, а).

Размеры элементов металлоконструкций, примыкающих к уголкам, швеллерам и двутаврам, приведены в табл. 4.12, 4.13 и 4.14. Конструкции различных видов соединений приведены на рис. 4.66; б, в.

Глава 5 ПОДШИПНИКИ И МУФТЫ

5.1. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

5.1.1. Свойства подшипников

Опоры вращающихся осей и валов называются подшипниками. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные деталями к валам или осям, и передают их на раму, корпус редуктора или станину машины.

При этом вал должен фиксироваться в осевом направлении и вращаться вокруг заданной геометрической оси. Потери на трение в подшипниках должны быть минимальными во избежание снижения КПД механизма. От качества подшипников в значительной мере зависит работоспособность и долговечность машины.

По конструкции различают **подшипники скольжения**, в которых опорная поверхность оси или вала скользит по рабочей поверхности подшипника, преодолевая трение скольжения, и **подшипники качения**, в которых опорная поверхность оси или вала опирается на шарики или ролики между кольцами подшипника, преодолевается трение качения.

По направлению действия воспринимаемой нагрузки подшипники делят на **радиальные**, воспринимающие радиальные нагрузки; **упорные**, воспринимающие от вала только осевые нагрузки; **радиально-упорные**, воспринимающие одновременно радиальные и осевые нагрузки. Упорные подшипники скольжения называют **подпятниками**.

Подшипники скольжения имеют следующие преимущества: малые размеры в радиальном направлении, возможность применения разъемных подшипников, допускают высокую частоту

ту вращения (100000 мин^{-1} и более), они могут работать в воде и других агрессивных средах, а также при вибрационных и ударных нагрузках. Подшипники скольжения допускают регулирование радиального зазора и, следовательно, более точную установку геометрической оси вала относительно оси вращения. Они практически бесшумны. Эти свойства используют в конструкциях прецизионных машин и точных приборов, например в шпинделях координатно-расточных станков и т. д.

К недостаткам подшипников скольжения относятся потери на трение и износ и, в связи с этим, пониженные КПД, необходимость систематического наблюдения и непрерывного ухода смазывания, регулировки зазоров в подшипнике, применение для изготовления подшипников дорогостоящих материалов, относительно большая длина в осевом направлении.

Подшипники скольжения в большинстве случаев представляют собой втулку, вкладыш или подпятник, которые воспринимают нагрузку от вращающихся валов и передают ее на корпусную деталь.

Конструкция подшипника скольжения воспринимает форму цапфы вала и может быть цилиндрической (рис. 5.1, а), плоской – гребенчатой (рис. 5.1, б), конической (рис. 5.1, в), сферической (рис. 5.1, г), а также предусматривает устрой-

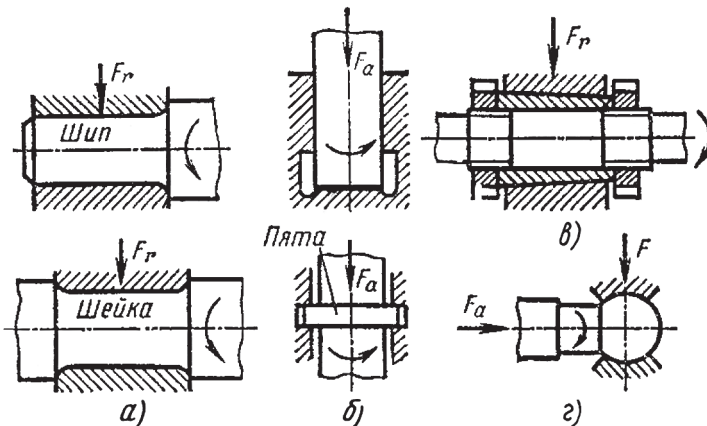


Рис. 5.1. Конструкции подшипников скольжения

ства для подвода смазочных материалов в рабочую зону подшипника (вкладыша).

Условно подшипники скольжения можно разделить на следующие виды: разъемные и неразъемные, в зависимости от конструкции их корпуса; присоединенные и встроенные, в зависимости от особенностей их установки; вкладышные и безвкладышные, в зависимости от наличия вкладышей; несамостоятельные и самостоятельные, в зависимости от способности вкладышей подшипника самостоятельно устанавливаться. По приведенным признакам можно полностью характеризовать конструктивные особенности того или иного подшипника скольжения.

5.1.2. Неразъемные подшипники

В простейшем виде подшипник скольжения представляет собой бронзовую или чугунную втулку с цилиндрической или конической рабочей поверхностью с $d=25-50$ мм (рис. 5.2).

Биметаллический подшипник скольжения (рис. 5.3) представляет собой стальную втулку, рабочая поверхность которой образуется тонким слоем заливки, воспринимающей нагрузку. Материал заливки – бронза, баббит и другие сплавы, обладающие антифрикционными свойствами, которые устанавливают или запрессовывают в неподвижную корпусную деталь, воспринимающую нагрузку.

Подшипники скольжения устанавливают или запрессовывают в неподвижную корпусную деталь, воспринимающую нагрузку.

Посадка втулок в корпус – с натягом:

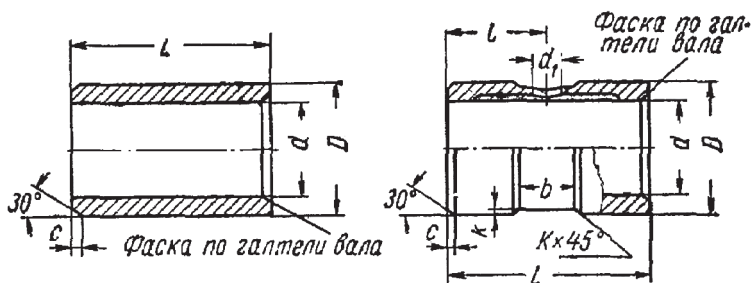


Рис. 5.2. Втулки подшипниковые бронзовые

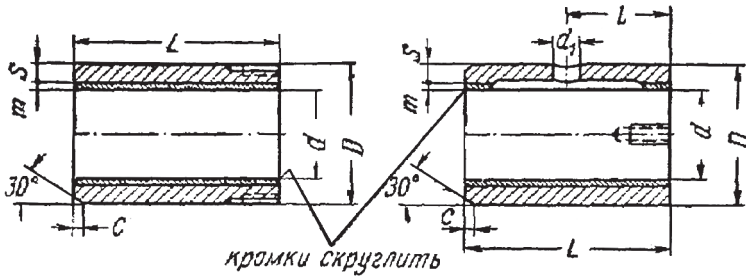


Рис. 5.3. Втулки подшипниковые биметаллические

$$\frac{H7; H8; H9}{p6; n7; s8}$$

Сопряжение втулок с валом – с зазором:

$$\frac{H8; H8}{h8; h9}$$

Если наружный диаметр втулки выполнить с допуском по г6, а отверстие под втулку по H7, то дополнительное крепление втулки в корпусе не требуется. Однако такая втулка сильно деформируется при ее запрессовке в корпус. Поэтому после запрессовки отверстие втулки растачивают или калибруют разверткой. При выполнении наружного диаметра по k6 или m6, а отверстия по H7 втулка при запрессовке деформируется незначительно. Такие втулки после посадки их в корпус не требуют дополнительной обработки отверстия. Однако они должны быть закреплены винтами или штифтами.

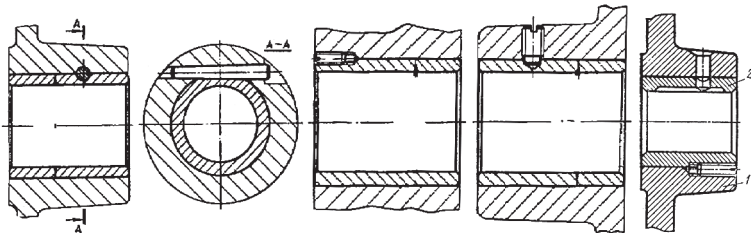


Рис. 5.4. Варианты крепления втулок подшипников скольжения

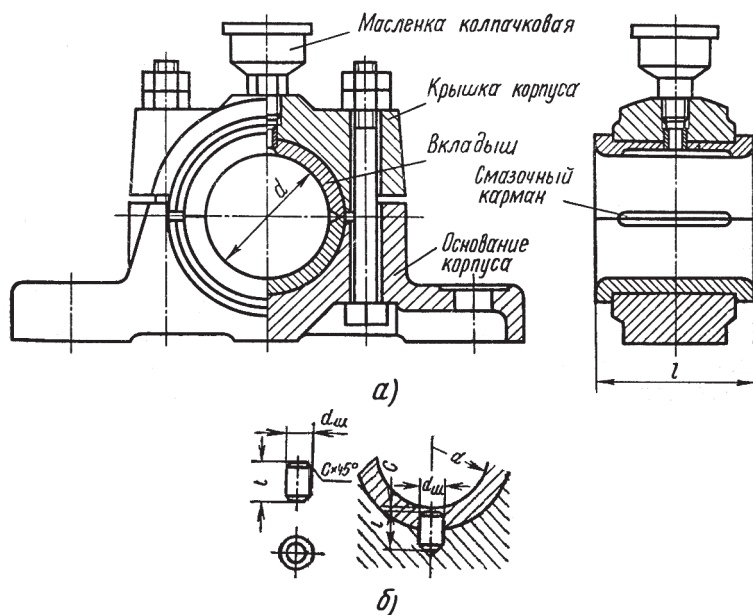


Рис. 5.5. Подшипники скольжения:

с разъемными вкладышами в корпусе (а); фиксирующим штифтом (б)

ми от проворота в корпусе. Наиболее распространенные методы крепления таких втулок показаны на рис. 5.4.

5.1.3. Разъемные подшипники

Чугунный корпус разъемного подшипника имеет съемную крышку, что дает возможность применять подшипники (в виде втулки, разрезанной по образующей) из двух вкладышей (рис. 5.5, а) с фиксирующим штифтом (рис. 5.5, б), крышки и стяжных болтов. Разъемные подшипники облегчают монтаж валов, позволяют компенсировать зазоры и замену вкладышей в случае их износа, но имеют большие габариты.

Шатун 3 имеет два подшипника скольжения: втулку 2 и вкладыши разъемного подшипника 9 и 10 (рис. 5.6).

Втулку 2 устанавливают в головку шатуна так, чтобы канавка 1, предназначенная для смазки пальца, находилась против отверстия 5.

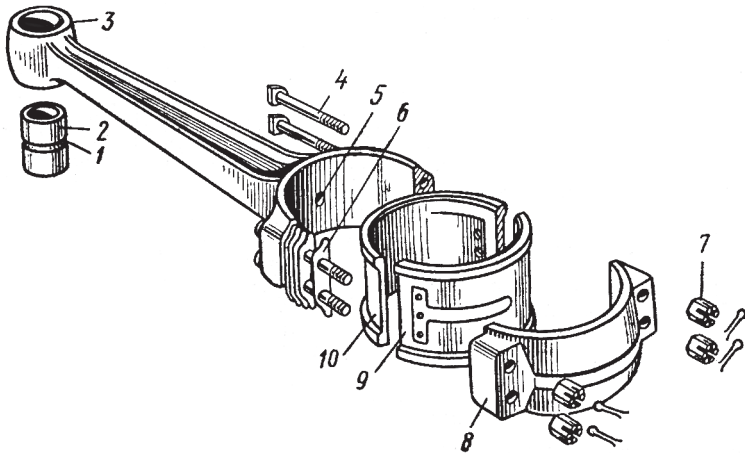


Рис. 5.6. Шатун

Вкладыш 10 устанавливают так, чтобы его смазочная канавка совпала со смазочным отверстием 5 головки шатуна. Затем головку шатуна, вкладыши и крышку 8 шатуна соединяют вместе болтами 4 и гайками 7. Предварительно, для регулировки рабочего зазора с шейкой вала, укладывают между головкой шатуна и крышкой набор регулирующих латунных или медных прокладок 6 толщиной до 0,05 мм. Общая толщина прокладок обычно равна 4-5 мм.

5.1.4. Трение в опорах подшипников скольжения

Трение определяет износ и нагрев подшипника, а также его КПД. Для уменьшения потерь на трение подшипники скольжения смазывают специальными смазочными материалами.

Для оценки величины потерь служит условный коэффициент трения f , связанный с силой трения T и нагрузкой P зависимостью:

$$f = T/P.$$

Различают:

сухое трение, характеризующееся отсутствием смазки между трущимися поверхностями. При сухом трении работа вы-

зывает интенсивный износ и заедание трущихся поверхностей, коэффициент трения $f=0,1 \div 0,3$;

полусухое трение, когда смазка поступает к трущимся поверхностям неравномерно и в недостаточном количестве, так как при этой виде трения поверхности шипа и подшипника соприкасаются, происходит их износ, коэффициент трения $f=0,1 \div 0,25$;

полужидкостное трение возникает при очень тонком слое смазки между трущимися поверхностями, легко нарушаемом неровностями этих поверхностей. При разрыве масляной пленки возникает непосредственный контакт металла с металлом, вызывающий износ, коэффициент трения $f=0,005 \div 0,10$;

жидкостное трение, характеризующееся наличием между трущимися поверхностями достаточного слоя смазки ($2 \div 70$ мкм), который исключает контакт трущихся поверхностей. Одна часть слоя смазки прилипает к поверхности шипа, а вторая – к поверхности подшипника, при этом трение происходит между этими слоями, что почти полностью исключает износ деталей. Жидкостное трение дает небольшие потери на трение, так как коэффициент трения $f=0,001 \div 0,005$.

Для получения жидкостного трения необходима непрерывная и обильная подача масла необходимой вязкости для заполнения зазора между поверхностями цапфы и опоры, а также достаточно высокая скорость движения трущихся поверхностей.

Назначение смазки подшипников: уменьшить потери на трение; уменьшить или предотвратить износ; отводить тепло, образующееся при трении; предохранять подшипники от коррозии; уменьшать шум; улучшать уплотнение заполнением зазоров густой смазкой между вращающимися и неподвижными поверхностями.

5.1.5. Свойства смазочных материалов для подшипников скольжения

Смазочные материалы подразделяются на **жидкие**, **консистентные**, т. е. густые (мази), **твердые** и **газообразные**.

Жидкие масла равномерно распределяются по трущимся поверхностям, обладают малым внутренним трением, хорошо работают в значительных диапазонах температур и поэто-

му являются основными смазочными материалами подшипников скольжения. Наиболее распространены минеральные масла – продукты переработки нефти. У растительных (льняное, касторовое и др.) и животных масел, по сравнению с минеральными, более высокие смазывающие свойства. Однако они дороже и находят применение лишь в специальных случаях.

Важнейшие свойства масел – вязкость и маслянистость.

Вязкость, или **внутреннее трение жидкостей**, – свойство сопротивляться сдвигу одного слоя жидкости по отношению к другому. Различают *динамическую* и *кинематическую вязкости*.

Маслянистость (смачиваемость, липкость) – способность смазочного материала к образованию тонких пленок масла и удержанию их на контактирующих поверхностях трущихся деталей машин.

Вязкость – индивидуальное качество данного масла, а маслянистость зависит от свойств масла и от свойств материала цапфы вала и вкладышей подшипника. Поэтому иногда в качестве смазывающей жидкости применяют воду.

Для повышения эксплуатационных показателей в минеральные масла вводят различные присадки (растительные и животные масла, олеиновую кислоту, серу и др.).

Консистентные смазочные материалы изготавливают путем загущения жидких минеральных масел кальциевыми (**соли-долы**) или натриевыми (**консталины**) мылами. Они хорошо смазывают подшипники и допускают в подшипниках скольжения большее удельное давление по сравнению с жидкими маслами. Консистентные смазочные материалы применяют в подшипниках машин, требующих надежной герметизации и смазки или работающих в широком диапазоне температур и режимов эксплуатации.

Твердые смазочные материалы – **графит, тальк, слюда** и некоторые другие – применяются для смазки подшипников скольжения, работающих при высоких температурах рабочей среды, например в транспортерах, вагонетках разливочных печей и др.

В некоторых подшипниках скольжения быстроходных и малонагруженных валов применяют **воздушную смазку (масляный туман)**. Достоинство воздушной смазки – небольшие потери мощности в подшипниках на трение и хороший отвод тепла из рабочей зоны подшипника.

5.1.6. Способы подвода смазки

Работа подшипника зависит от надежного подвода смазки к трущимся поверхностям. Главное требование, предъявляемое к смазочным устройствам, – своевременная подача нужного количества масла к смазочным канавкам на внутренней поверхности вкладыша. Эти канавки предназначены для более равномерного распределения масла в нагруженной зоне вкладыша.

Все смазочные устройства можно классифицировать по ряду признаков: виду смазки (жидкая или консистентная); длительности действия (периодическая или непрерывная); способу подачи (индивидуальная или специализированная); под давлением или самотеком; характеру циркуляции (проточная циркуляционная или смешанная подача смазки).

Наиболее простым способом подвода смазки является **периодическое заливание масла ручной масляной** (рис. 5.7, а) через смазочное отверстие в крышке 3 подшипника. Масло через отверстие попадает в канавку 2 вкладыша и смазывает цапфу 1 вала. Для предохранения подшипника от загрязнения смазочное отверстие закрывается шариковым клапаном 4. Нажимая на шарик 5, отверстие открывают для подачи масла, а затем под давлением пружины шарик перекрывает отверстие. Недостаток этого способа смазки – неравномерность смазки и необходимость в постоянном уходе.

Фитильный способ подачи смазки лишен этих недостатков (рис. 5.7, б). В крышке 3 подшипника имеется резервуар для

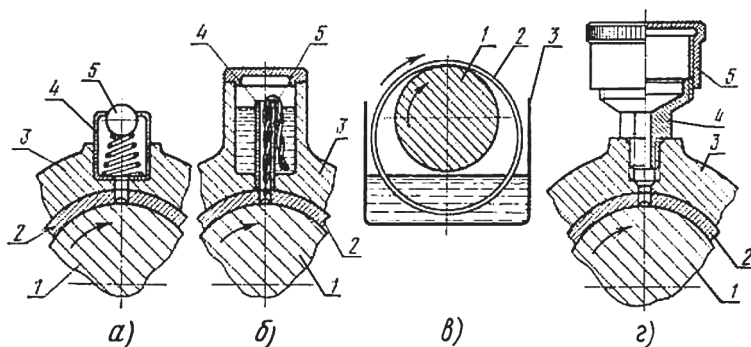


Рис. 5.7. Устройства для подвода смазки

масла, в доньшко которого вставлена трубка 4, соединяющая отверстие со смазочной канавкой вкладыша 2. В трубку опущен конец хлопчатобумажного фитиля 5, второй конец которого находится на дне резервуара. Масло по фитилю непрерывно попадает к цапфе 1 вала, хорошо смазывая рабочую поверхность. Недостатком этого способа является то, что смазка подается к цапфе даже и тогда, когда цапфа не вращается.

Этот недостаток можно устранить, если применить **кольцевой способ** подачи масла к цапфе (рис. 5.7, в). В корпусе 3 подшипника делают резервуар для масла. На цапфу 1 вала надевают кольцо 2 несколько большего диаметра, нижняя часть которого находится в масле. Вал, начиная вращаться, увлекает за собой кольцо, которое поднимает масло, равномерно смазывая цапфу тогда, когда это необходимо.

Для смазки подшипников консистентными смазками применяют **колпачковые масленки** (рис. 5.7, г), вращением по резьбе колпачка масленки периодически выжимают смазку через смазочное отверстие вкладыша 3 в канавку 2 (для смазки цапфы). Колпачковая масленка состоит из колпачка 5, в который набивается консистентная смазка, колпачок наворачивают на корпус 4 масленки. Периодически поворачивая колпачок на один-два оборота, смазку выдавливают в смазочную канавку.

5.1.7. Конструкционные материалы для подшипников скольжения

Вкладыши или втулки являются основными деталями подшипников скольжения, которые воспринимают нагрузку от вала или оси. Материал вкладышей должен обладать сопротивлением износу и заеданию, достаточной пластичностью, чтобы не разрушаться под действием ударных нагрузок, высокой теплопроводностью. Коэффициент трения цапфы и вкладыша должен быть как можно меньше.

Вкладыши изготовляют из различных материалов в зависимости от условий их работы.

Серый чугун. Для опор тихоходных валов при умеренных давлениях $p=1 \div 2$ Н/мм² и спокойной нагрузке можно применять втулки и вкладыши из серого чугуна марок СЧ18, СЧ20, СЧ25, СЧ35, СЧ40, СЧ45. Окружную скорость цапфы рекомендуют ограничивать до $0,5 \div 2,0$ м/с.

Для опор, работающих периодически с продолжительными перерывами, значение нагрузки может быть увеличено до $p=3-4$ Н/мм² при $v \leq 0,5$ м/с. Серый литейный чугун применяют при небольших безударных нагрузках и малых окружных скоростях.

Во всех ответственных случаях рекомендуется применять для втулок и вкладышей вместо обычного серого чугуна отливки из специального антифрикционного чугуна, который используют при более широком диапазоне давлений и скоростей.

Для увеличения долговечности опор из чугуна должны быть соблюдены следующие условия: тщательный монтаж и отсутствие перекосов; непрерывная и качественная смазка; повышение зазоров по сравнению с установленными для бронзы на 15-30%, а в случае значительного нагрева подшипника – до 50%; приработка на холостом ходу и постепенное повышение нагрузки до расчетной; недопустимость искрения.

Бронзы, содержащие олово (ОЦС 3-5-5 и др.), обладают высокими антифрикционными свойствами. Вкладыши и втулки, изготовленные из этих бронз, применяют при высоких давлениях и скоростях. Для восприятия переменной и ударной нагрузок (в двигателях внутреннего сгорания) применяют вкладыши из свинцовой и безоловянистой бронзы (БрС30, БрА9-ЖЗА и др.).

Латунь применяют для подшипников при небольшой скорости (до 2 м/с).

Вкладыши из латуни применяют при высоких нагрузках и больших скоростях (подшипники рольгангов). Наиболее распространенные марки литейной латуни для вкладышей ЛАЖМЦ 66-6-3-2, ЛМцОС 58-2-2-2, ЛМцЖ 52-4-1, ЛМцС 58-2-2, ЛКС 80-3-3 и др.

Алюминиевый антифрикционный сплав. Для подшипников, воспринимающих ударную нагрузку, например для тракторных подшипников, применяют сплав АСМ (3,5-4,5% Sb, 0,3-0,7% Mg, остальное – Al), успешно заменяющий свинцовистую бронзу: он отличается высокой теплопроводностью, хорошо обрабатывается. Для увеличения прочности и жесткости вкладышей их штампуют из биметаллической ленты, получаемой совместной прокаткой полос АСМ и малоуглеродистой стали типа армко (Ст5, Ст10). Наибольшая удельная нагрузка $p \leq 25$ Н/мм³, $v \leq 10$ м/с.

Баббиты. Сложные антифрикционные белые сплавы, объединенные общим названием «баббит», характеризуются мягкой основой из олова или свинца с вкрапленными твердыми зёрнами сурьмы, меди, щелочных металлов и пр. По механическим свойствам баббиты значительно уступают бронзе и чугуну, например у оловянного баббита предел текучести $\sigma_T = (8 \div 9) \text{ Н/мм}^2$, предел выносливости $\sigma_{-1} = 2,5 \text{ Н/мм}^2$, поэтому баббит применяют только для покрытия рабочих поверхностей подшипников тонким слоем порядка десятых долей миллиметра. Такой слой предохраняет поверхности шипа и вкладыша подшипника от заедания и задиров, снижает коэффициент трения и износ в период пуска и останова машины, прочность же подшипника обеспечивается достаточно жестким вкладышем из бронзы, чугуна или стали.

Баббиты применяют для заливки вкладышей. Высокоооловянные баббиты Б-88, Б-83 используют при очень высоких скоростях и давлениях. По антифрикционным свойствам баббит превосходит все материалы, но по механической прочности уступает чугуну и бронзе.

Металлокерамические материалы. Пористые втулки и вкладыши из медных или железных порошков с различными присадками изготовляют методом спекания при температуре 850-1100°C и среднем давлении 300-600 Н/мм². В процессе изготовления детали, имеющие пористость 20-30%, пропитывают минеральным маслом, солидолом или маслографитовой эмульсией. Втулки запрессовывают в гнезде с натягом, при этом внутренний диаметр уменьшается на 0,6-0,9 величины натяга. Окончательная доводка до расчетного размера должна осуществляться калибровкой, а не резанием во избежание заволакивания пор.

Металлокерамические втулки применяют для подшипников сельскохозяйственных машин, насосов, рольгангов, они выдерживают высокую удельную нагрузку при малой скорости скольжения. Втулки, пропитанные маслографитной эмульсией, могут работать продолжительное время без дополнительной смазки, тогда как втулки с обычной пропиткой минеральным маслом выдерживают лишь кратковременную работу без подачи смазки. Для увеличения срока их службы следует предусмотреть в конструкции подшипника масляную ванну или резервуар с фильтровой подачей смазки, а при повышенной скорости скольжения ($p > 1 \text{ м/с}$) обеспечить подачу жидкой смазки такими же способами, как и в конструкциях обычных подшипников. Наиболее

распространенные марки литейной латуни для вкладышей: бронзографит – 9-10% олова, до 3% графита, остальное – медь; железографит – 97-99% Fe, остальное – графит и др.

Графитные втулки могут работать без смазки в широком диапазоне температур и химически активной среде, разъедающей металл. Втулки из чистого графита отличаются значительной пористостью, которые могут быть заполнены свинцом или баббитом и др., что повышает нагрузочную способность подшипников. Втулки, заполненные формальдегидной смолой, называют пластиграфитовыми.

При работе без смазки графитовые подшипники имеют коэффициент трения $f \approx 0,15 \div 0,20$. С водяной смазкой коэффициент трения снижается до $0,06 \div 0,10$. В качестве смазки может быть минеральное масло, с газовой или воздушной средой под давлением. Наиболее распространенные марки: графит чистый, графит со свинцом – СВ; графит с баббитом – БН; пластиграфит – АТМ-1.

Антифрикционные полимерные и пластмассовые материалы. Для изготовления различных деталей, работающих в механизмах трения (скольжения) с небольшими нагрузками и скоростями, применяются антифрикционные полимерные и пластмассовые материалы. Эти материалы обладают небольшим коэффициентом трения, высокой износостойкостью, химической стойкостью, могут работать без смазки. Однако низкая (в сотни раз ниже, чем у металлов) теплопроводность, значительный (в десятки раз больше, чем у металлов) коэффициент термического расширения, небольшая твердость и высокая податливость ограничивают возможности их широкого использования. Более эффективно они применяются в комбинации с другими материалами, металлами и пластмассами. Для изготовления подшипников применяют следующие марки антифрикционных полимерных и пластмассовых материалов: фторопласт-4; полиамидные смолы АК-7, П-610; фторопласт-40; капрон; текстолит и др. Для изготовления вкладышей применяют также минералокерамические материалы, графит, древесину твердых пород (бук, граб) и др.

5.1.8. Условия работы радиальных подшипников скольжения

Для того, чтобы подшипник не изнашивался, цапфа должна плавать на смазочном слое, толщина которого должна быть

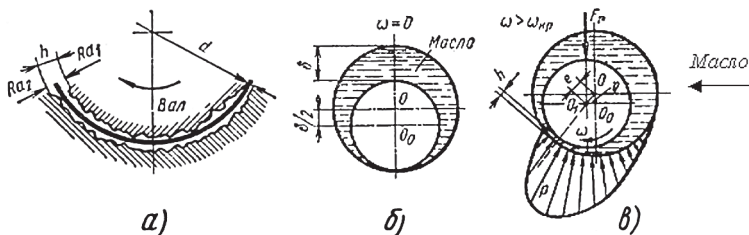


Рис. 5.8. Схема работы подшипника скольжения

больше неровностей на поверхности цапфы (шейки) и вкладыша (рис. 5.8, а).

Это условие выполнимо при достаточной подаче масла и такой окружной скорости цапфы, которая достаточна для развития подъемной силы в смазочном слое (условие жидкостного трения).

При малых скоростях или при недостаточной подаче смазки условия жидкостного трения не обеспечиваются, возникает граничное трение и опасность истирания сопряженных поверхностей цапфы и вкладыша; величина истирания зависит в значительной степени от шероховатости этих поверхностей, а также от «аварийных свойств» материала подшипника.

Таким образом, для работы подшипников скольжения самым благоприятным является режим, при котором осуществляется жидкостная смазка.

Различают **гидродинамическую** и **гидростатическую жидкостные смазки**. В первом случае жидкостная смазка осуществляется в результате давления, возникающего в слое жидкости при относительном движении поверхностей трения, а во втором случае – за счет поступления жидкости в зазор между поверхностями трения под внешним давлением (например, создаваемым шестеренным насосом). Тем самым устраняется непосредственный контакт между поверхностями скольжения, что приводит к резкому снижению трения и износа. Они применяются при высоких окружных скоростях (до 150 м/сек) и при точных перемещениях.

В неработающей машине, когда угловая скорость вала равна нулю, его цапфа занимает положение в подшипнике, как это показано на рис. 5.8, б.

Зазор в подшипнике полностью заполнен смазочным материалом.

При пуске машины, по мере возрастания угловой скорости вала, вращающаяся цапфа увлекает за собой смазочный материал и всплывает, а ее центр смещается в сторону вращения относительно центра вкладыша (рис. 5.8, в). Образовавшийся клиновидный зазор непрерывно заполняется смазочным материалом, увлекаемым вращающейся цапфой, вследствие чего и образуется гидродинамическая подъемная сила. При дальнейшем возрастании угловой скорости и соблюдении рассмотренных ниже условий появляется сплошной устойчивый гидродинамический клин, полностью разделяющий поверхности трения. Толщина слоя смазочного материала h зависит от характеристики рабочего режима подшипника и толщина слоя смазочного материала возрастает с увеличением вязкости и угловой скорости цапфы. С увеличением нагрузки толщина слоя смазочного материала уменьшается.

Величина зазора в подшипнике влияет на несущую способность смазочного слоя, а тем самым и на «грузоподъемность» подшипника, которая тем больше, чем меньше этот зазор. Поэтому чем больше среднее удельное давление в подшипнике и чем меньше скорость цапфы, тем меньшим принимается зазор в подшипнике. Напротив, при малых давлениях и больших скоростях нужно принимать больший зазор в подшипнике (его величина зависит и от вязкости масла), поскольку в подшипнике с малым зазором цапфа работает в неустойчивом режиме, происходит чрезмерный нагрев, а в худшем случае – истирание ненагруженной части подшипника.

Зазор в подшипнике обычно принимается по зависимости:

$$\delta = (0,5 \div 4)d \cdot 7 \cdot 10^{-3}.$$

Меньшие значения берут при малых окружных скоростях и больших нагрузках, а большие – при больших скоростях и меньших нагрузках.

Для определения величины зазора можно пользоваться также зависимостью:

$$\delta = \frac{d_{\text{вк}} - d_{\text{ц}}}{d},$$

Т а б л и ц а 5.1

Зазоры в радиальных подшипниках скольжения

Режим работы подшипника	Зазор в подшипнике*
Большое число оборотов и малые удельные давления (электродвигатели, генераторы, центробежные насосы, трансмиссионные подшипники и подшипники контрприводов и др.)	$(0,002 \div 0,003)d$
Большое число оборотов и большие удельные давления (коренные и шатунные подшипники поршневых машин, эксцентрики, многоопорные валы зубчатых передач и др.)	$(0,0015 \div 0,0025)d$
Среднее число оборотов и средние удельные давления (валы в коробках передач, шпиндели металлорежущих станков и др.)	$(0,001 \div 0,002)d$
Малое число оборотов и малые удельные давления (опоры в механизмах управления, опоры рычагов, осей, ползунов и т. п.)	$(0,00074 \div 0,0012)d$
Малое число оборотов и большие удельные давления (поршневые и крейцкопфные пальцы и т. п.)	$(0,0003 \div 0,0006)d$
<i>Примечание.</i> *d – внутренний диаметр подшипника (вкладыша).	

где $d_{вк} - d_{ц}$ – диаметральный зазор между вкладышем и цапфой, d – номинальный диаметр подшипника: $\delta = 0,002 \div 0,003$ – при жидкостном трении; $\delta = 0,01 \div 0,02$ – при его отсутствии.

Если поле допуска отверстия подшипника по H7 (H8), то при малых скоростях цапфа вала выполняется по g6, f6, при средних скоростях – e8, d9, f8, при высоких скоростях – d10.

Для обычных условий работы опор можно рекомендовать зазоры в подшипнике, указанные в табл. 5.1 (с учетом рабочей температуры).

Подводить масло необходимо в ненагруженную часть подшипника, лучше всего – под углом 90° перед зоной максимального нагружения так, чтобы масло могло проникнуть в нагруженную зону возможно быстрее, не успев чрезмерно нагреться, и с требуемым давлением (рис. 5.9, а). Если вал должен вращаться в обоих направлениях, то масло следует подводить в точке, лежащей против точки приложения равнодействующей нагрузки (рис. 5.9; б, в).

Смазочные канавки должны распределять масло в подшипнике так, чтобы это способствовало нагнетательному действию цапфы. При жидкостном трении достаточно разводить масло

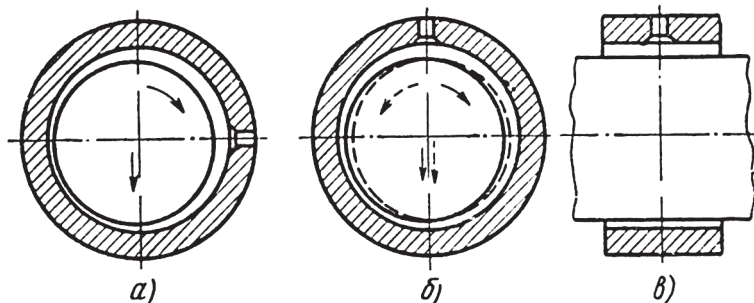


Рис. 5.9. Места подвода смазки в подшипник скольжения

вдоль вкладыша. Канавки не должны доходить до торцов подшипника, иначе масло будет вытекать (рис. 5.10, а). Сечение канавок должно суживаться в направлении всасывания цапфы (рис. 5.10, б); они также не должны быть слишком глубокими.

Не рекомендуется делать поперечные канавки в нагруженной части вкладыша – это ведет к уменьшению «грузоподъемности» (подъемной силы) смазочного слоя подшипника скольжения. При больших скоростях и очень малых давлениях иногда применяют радиальные (круговые) канавки (рис. 5.9, а) в подшипнике скольжения с целью улучшения отвода тепла из подшипников.

В нагруженной части подшипника продольные смазочные канавки делают только при очень малых (близких к нулю) ско-

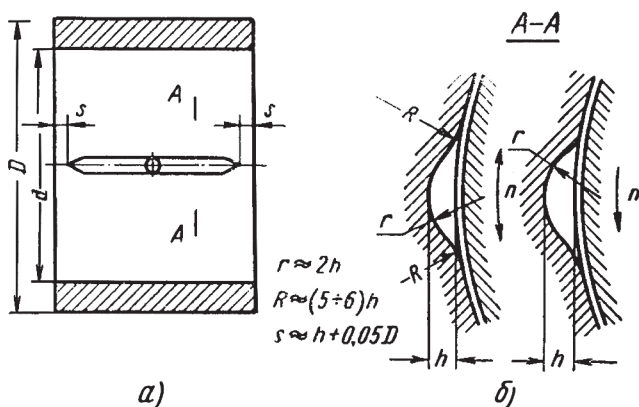


Рис. 5.10. Смазочные канавки в подшипниках скольжения

ростях, когда жидкостное трение недостижимо, и масло иначе не попадет под действием цапфы в нагруженные места (например, у цапф качающихся, совершающих возвратно-вращательное движение). По возможности, особенно при большой скорости и большой удельной нагрузке подшипника, следует отказаться от смазочных канавок.

Длина подшипника также влияет на его грузоподъемность (несущую способность). Из очень коротких подшипников вытекает много масла, и в результате этого уменьшается грузоподъемность смазочного слоя. У длинных подшипников прогиб вала влияет очень неблагоприятно на распределение давления.

Подшипники имеют наилучшую грузоподъемность при отношении длины к диаметру:

$$l/d=0,4 \div 0,7.$$

Ввиду большой утечки масла через торцовые зазоры это соотношение принимают лишь для механизмов с циркуляционной смазкой.

Подшипники с индивидуальной смазкой могут быть более длинными:

$$l/d=1,0$$

(в исключительных случаях $l/d=1,5$).

Остальные размеры выбирают по следующим зависимостям: $H=(1,1 \div 1,3)S+5$ мм; $k \approx 0,5H$; $h=1 \div 5$ мм; $S \approx 5$ мм при $d=35 \div 60$ мм; $S \approx 7,5$ мм при $d=65 \div 100$ мм; $S \approx 10$ мм при $d=120 \div 200$ мм.

Толщину вкладыша S в зависимости от материала рекомендуют определять по следующим эмпирическим зависимостям: для стальных вкладышей толщина $S=(0,03 \div 0,05)d$, для бронзовых – $S=(0,04 \div 0,08)d$, для чугунных – $S=(0,08 \div 0,15)d$, для пластмассовых – $S=(0,07 \div 0,30)d$. Меньшие значения коэффициентов относятся к большим значениям d цапфы.

Качество обработки рабочих поверхностей цапфы и вкладыша влияет на грузоподъемность и износ подшипника при малых окружных скоростях цапфы и при частых пусках и остановках машин. Шероховатость поверхности цапфы должна составлять 1..3 мкм в зависимости от диаметра, твердость должна быть

возможно большей (цементация и закалка). Любая деформация, овальность, большая шероховатость поверхности уменьшают несущую способность подшипника и увеличивают его износ, особенно там, где имеет место граничное трение.

Вкладыши следует обрабатывать так, чтобы были обеспечены соосность цапфы и вкладыша, прилегание поверхности цапфы по всей длине вкладыша и правильное круглое сечение цапфы. Вкладыши с заливкой из антифрикционного сплава нельзя пришабривать. Чем выше давление и чем меньше окружная скорость, тем более совершенным должно быть качество рабочей поверхности.

При скоростях свыше 1-2 м/сек (в зависимости от нагрузки) опасность разрыва смазочного слоя не возникает, и поэтому обеспечение минимальной шероховатости поверхности не так важно. В подобных случаях решающее значение имеет точность посадки. Для более шероховатой поверхности зазор в подшипнике надо брать большим, но это увеличивает работу трения и вибрацию вала.

Подшипниковые втулки – это, по существу, неразъемные вкладыши (рис. 5.9, в). Они широко применяются, для цапф от 3 до 200 мм, в подшипниках скольжения при ограниченных габаритах корпусных деталей, особенно для цапф малых диаметров. Для втулок без заливки применяют в зависимости от условий работы серый чугун, бронзы, латунь, металлокерамические материалы, текстолит, капролон и др. Применяют также втулки с заливкой. Для металлических втулок применяют следующие предельные отклонения: по внутреннему диаметру $d - H7 (H8)$; по наружному диаметру $D - u$ незакрепленных втулок – $r7$ при $D=7...100$ мм и $t7$ при $D=105...220$ мм; у закрепленных втулок – $p7, n6, n7$ при $D=7...100$ мм и $p7, r6, r7$ при $D=105...220$ мм.

Для втулок из текстолита натяг выбирают больше, а припуск на обработку после запрессовки 0,08...1,40 мм в зависимости от диаметра втулки. Максимальная длина – для втулок из металлокерамических материалов $\approx 1,5D$.

Запрессовка втулок производится давлением, а не ударами. Тонкостенные втулки запрессовывают с оправкой.

Полиамидные втулки (нейлоновые), преимущественно тонкостенные, не запрессовывают. Их насаживают на цапфу с зазором в стальной втулке или наклеивают. Учитывая значительное тепловое удлинение, во втулке делают винтовую канавку, с целью обеспечения расширения в осевом направлении.

5.1.9. Гидродинамические подшипники скольжения

В радиальном подшипнике скольжения для обеспечения жидкостного трения применяют конструкцию, которая состоит из трех и более сегментов 2, симметрично расположенных относительно цилиндрической наружной поверхности вала d (рис. 5.11).

Сферическая поверхность опоры 1 позволяет сегменту 2 устанавливаться относительно так, чтобы компенсировать неточности монтажа и деформацию вала, обеспечивая тем самым равномерное распределение нагрузки по длине вкладыша. Сегмент расположен на диаметре вала несимметрично относительно опоры 1. Значения углов, определяющих размеры и положение сегмента относительно опоры, приведены на рис. 5.11.

При работе между сегментом 2 и цилиндрической поверхностью вала d образуется зазор в виде клина. Образовавшийся клиновидный зазор непрерывно заполняется смазочным материалом, увлекаемым вращающейся цапфой вала, вследствие чего и образуется гидродинамическая подъемная сила. При дальнейшем возрастании угловой скорости и соблюдении рассмотренных ниже условий появляется сплошной устойчивый гидродинамический клин, полностью разделяющий поверхности трения.

В каждом сегменте образуются независимые друг от друга масляные клинья. Под действием внешней нагрузки в радиальном подшипнике (втулке) шпindel смещается на некото-

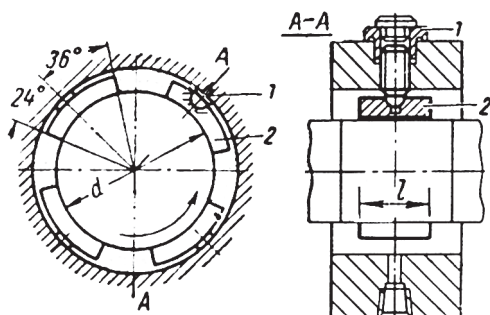


Рис. 5.11. Подшипники скольжения, самоустанавливающиеся по наружной цилиндрической поверхности

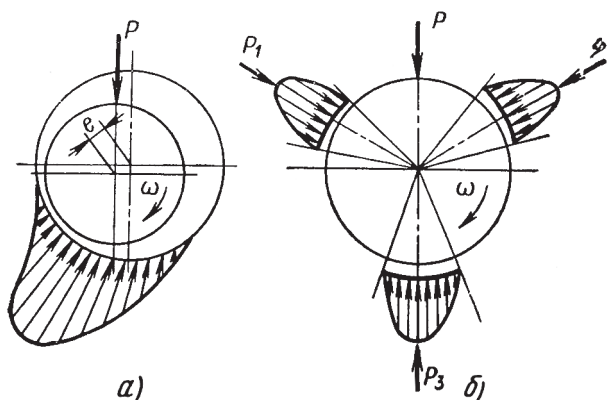


Рис. 5.12. Эпюры нагрузки подшипников скольжения:
 а – радиального во втулке; б – на трех сегментах

рую величину эксцентриситета e , зависящую от величины нагрузки (рис. 5.12, а).

При наличии трех сегментов нагрузка распределяется на каждый сегмент. Увеличение зазора на каком-либо сегменте вызывает падение давления на нем и это вызывает смещение вала и выравнивание зазоров. Нагрузки на сегменты взаимно уравниваются и стремятся удержать вращающийся шпиндель в центральном положении (рис. 5.12, б).

Во время работы под действием масляного слоя сегменты самоустанавливаются относительно цилиндрической наружной поверхности вала под углом, соответствующим нагрузке, окружающей скорости, вязкости масла и конструкции подшипника.

Такие подшипники называют гидродинамическими. Они хорошо центрируют вал и обеспечивают стабильную работу подшипников, и поэтому их применяют для быстроходных валов, особенно при возможной опасности возникновения вибраций.

Материалы для гидродинамических подшипников должны удовлетворять самым высоким требованиям износостойкости, так как в периоды пуска и остановки шпинделя имеют место кратковременные режимы смешанного трения. Сегменты в многоклиновых подшипниках обычно делают биметаллическими. На стальную основу наносится центробежным способом с электродуговым нагревом слой бронзы (БрОФ10-0,5, БрОС10-10), что обеспечивает плотную, однородную его структуру.

Конструктивные параметры гидродинамических подшипников выбирают исходя из диаметра d шейки шпинделя, предварительно найденного расчетом на жесткость. Ширину сегмента подшипника ℓ и длину дуги охвата сегмента B принимают:

$$B \approx 0,5d,$$

$$\ell \approx 0,75d.$$

Расчетное значение диаметрального зазора в подшипнике:

$$\Delta \approx 0,3d, \text{ мкм},$$

где d – диаметр шейки шпинделя, мм.

Для смазки подшипников шпинделей прецизионных станков обычно используют минеральное масло марки «Л» (велосит) с кинематической вязкостью при 50°C 4-5 сСт и соответственно динамическим коэффициентом вязкости около 4 сП.

5.1.9.1. Упорные гидродинамические подшипники

На рис. 5.13, а показан упорный подшипник скольжения (подпятник), предназначенный в основном для восприятия осевых нагрузок. Конструкция состоит из двух подшипников: стакана, воспринимающего радиальную нагрузку, и подпятника – подкладной плитки, воспринимающей осевую нагрузку.

Для создания в подпятниках масляных клиньев, обеспечивающих жидкостное трение, на рабочей поверхности кольца делают радиальные канавки (рис. 5.13, а) и на выделенных между ними сегментах – скосы в радиальном направлении (рис. 5.13, б). Канавки служат для растекания масла, а скосы сегментов – для попадания масла на рабочие поверхности пяты и подпятника. При постоянном направлении вращения вала скосы делают односторонними, при реверсивном – двусторонними.

Для увеличения несущей способности и надежности работы подпятников применяют подпятники скольжения с самоустанавливающимися сегментами (рис. 5.13, в), в которых образование масляных клиньев происходит во время работы автоматически. Для этого на тыльной стороне каждого сегмента имеется ребро, расположенное на расстоянии 0,4-0,45 длины сегмента от его задней кромки (для одностороннего вращения), или на

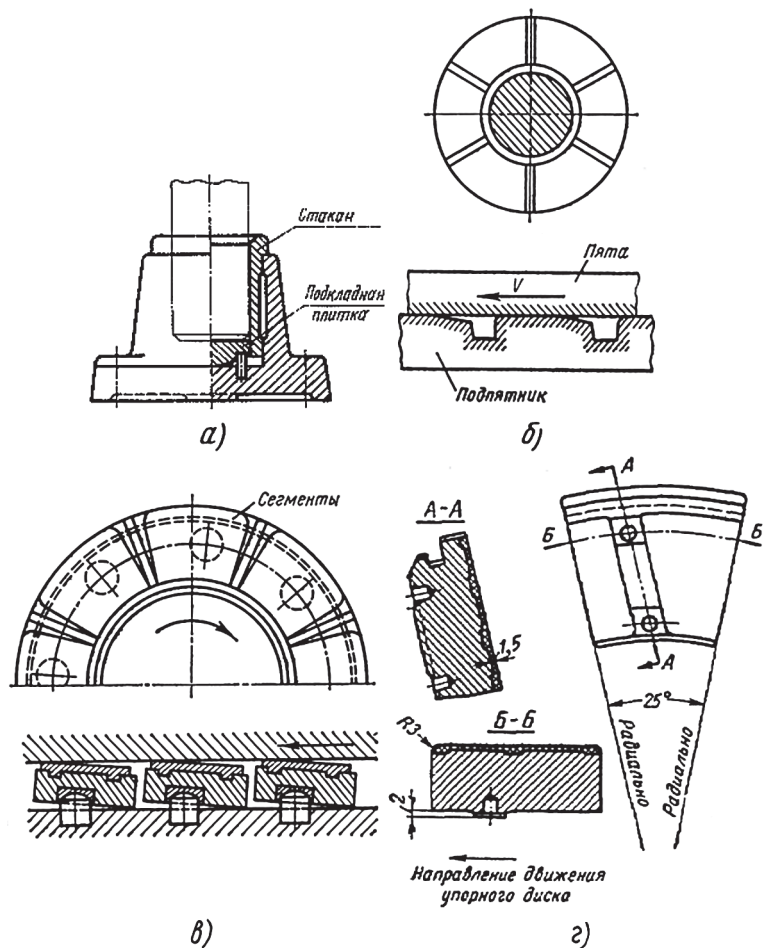


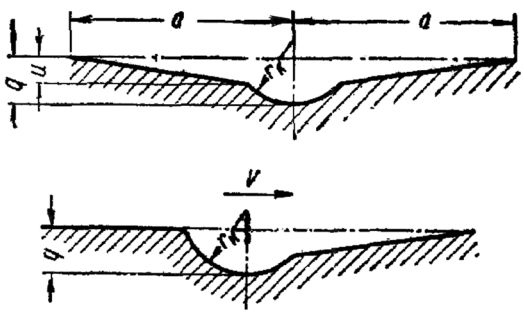
Рис. 5.13. Конструкции подпятников

середине сегмента (при работе с реверсированием). Сегменты можно расположить также на сферических упорных штифтах (рис. 5.13, г), на сферическом кольце, на шариках и пр.

Для создания жидкостного трения в упорных подшипниках решающее значение имеют профиль канавок, их длина и уклон (табл. 5.2).

Таблица 5.2

**Канавки для упорных подшипников
жидкостного трения, мм**



Диаметры	80-175	175-350	350-600	600-1000
a	8	10	12,5	15
q	1,5	2	2,5	3,75
r _к	3,5	4	5	7,5
и	0,05	0,05	0,06	0,06
Число канавок	4÷6	6÷8	10÷12	14÷16

Примечание. Уклон наклонных участков $\leq 0,007$.

Канавки могут быть расположены как на фланце, так и на упорном кольце; последнее расположение технологически проще, но условия проникновения масла в канавки на упорном фланце лучше. Для того чтобы максимальное количество масла, проходящего в канавки, попадало на трущиеся поверхности, канавки не доводят до наружного края упорного кольца или фланца на 0,15-0,20 ширины фланца.

5.1.9.2. Расчет подпятников при жидкостном трении

Работа подпятников в режиме жидкостного трения обеспечивается, как и в радиальных подшипниках, в тех случаях, когда гидродинамическое давление в слое смазки, разделяющем трущиеся поверхности, уравнивает внешнюю нагрузку.

При расчете кольцевой пяты или сегментных подшипников кольцевой сектор или сегмент рассматривается как скользящая опорная поверхность, ограниченная прямоугольным контуром.

Давление в слое смазки по длине сегмента распределяется несимметрично (рис. 5.14): максимум давления смещен в

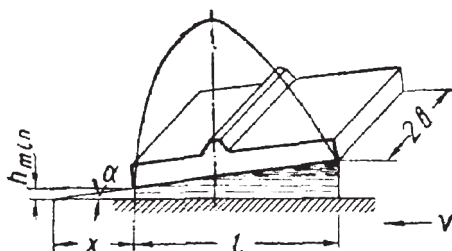


Рис. 5.14. Эюра давлений масляного слоя на плоский элемент упорного подшипника

сторону выхода смазки. Величина давления зависит от расположения трущихся поверхностей, которое зависит от угла α и отношения:

$$m = x/l.$$

Оптимальное расположение поверхностей будет при $m \approx 0,7$

и $\alpha \approx \frac{h_{\min}}{l} \sqrt{2}$, где h_{\min} – минимальная толщина масляного слоя (исходная или искомая) должна быть больше суммы средних высот шероховатостей поверхности пяты и сегмента.

5.1.10. Подшипники скольжения с газовой смазкой

Масляный туман – тонкая дисперсная газовая смесь воздуха и масла, которую активно применяют в промышленности для смазки подшипников скольжения и качения и для аэродинамических подшипников, в тех случаях, когда необходимо получить большую частоту вращения вала.

Газовая (воздушная) смазка – это тонко распыленное масло, имеет очень малое значение вязкости. Ее вязкость примерно в 100 раз меньше вязкости керосина, имеющего самую низкую вязкость из всех жидких смазочных материалов, что позволяет работать с практически неограниченной частотой вращения валов при КПД, значение которого близко к 100% (потери на трение и на нагрев у этих подшипников ничтожны).

У жидкостей вязкость при повышении температуры уменьшается, что снижает несущую способность подшипника; вязкость же воздуха при повышении температуры несколько повышается (табл. 5.3), а при изменении давления – практически не меняется.

**Изменение вязкости воздуха
в зависимости от температуры при давлении 0,1 Н/мм²**

°С	-69	-32	0	21	40	74	229
$\mu \cdot 10^7, \text{Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$	1,36	1,57	1,74	1,85	2,0	2,14	2,69

**5.1.10.1. Радиальные подшипники скольжения
с газовой смазкой**

Газовые подшипники могут быть аэростатическими (цапфа вала у такого подшипника поддерживается воздушной подушкой благодаря непрерывному поддуву сжатого воздуха) или аэродинамическими (при работе этих подшипников воздух самозасасывается из атмосферы в торцовые зазоры подшипника, обеспечивая вращение ротора на воздушной подушке).

Газовые подшипники перспективны и экономически выгодны при частоте вращения ротора $n > 10^4 \text{ мин}^{-1}$ и небольших нагрузках. Газовые подшипники применяют, например, в установках для сжижения гелия, где они работают при частоте вращения ротора $n = 10^6 \text{ мин}^{-1}$; в шлифовальных станках, электрошпиндель которых вращается с угловой скоростью $n = (4,5 \div 14,5) \times 10^4 \text{ мин}^{-1}$, а пневмошпиндель с $n \approx 3 \cdot 10^5 \text{ мин}^{-1}$; в роторах центрифуг, предназначенных для получения биологических эмульсий и вращающихся с частотой до $5 \cdot 10^6 \text{ мин}^{-1}$; в отдельных деталях текстильных машин, частота вращения которых достигает 10^6 мин^{-1} .

Принцип действия. Примерная эпюра давлений в подшипнике при воздушной смазке показана на рис. 5.15.

Такое распределение давлений по значительной части окружающей способствует стабилизации ротора, повышает виброустойчивость опоры.

Особенности подшипников с воздушной смазкой:

1. Малая грузоподъемность, если нет питания под давлением, среднее допустимое удельное давление p :

$$p \leq 10^{-5} n, \text{ Н} / \text{мм}^2,$$

где n , мин^{-1} .

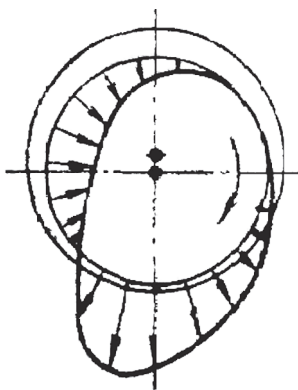


Рис. 5.15. Эпюра давлений при воздушной смазке

При подаче воздуха под давлением несущая способность подшипника возрастает почти прямо пропорционально давлению. Предельная нагрузка P_{\max} определяется по эмпирической формуле:

$$P_{\max} = 0,33pF,$$

где F – площадь подшипника.

2. В подшипниках на воздушной смазке может быть только два вида трения: аэродинамическое (под давлением), когда рабочие поверхности разделены воздухом, или сухое.

Промежуточных стадий нет, так как воздух не создает на поверхностях трения граничной пленки, как это свойственно маслам. Поэтому при переменном режиме работы, а также при пуске и остановке ротора в подшипники должен подаваться воздух под давлением, чтобы предохранить опоры от заедания. Относительный зазор $\psi \leq 0,001$.

3. Требуется высокая точность обработки рабочей поверхности шеек опор и динамическая балансировка ротора. Поверхность шейки должна иметь твердость HRC 58-60.

Для втулок могут применяться цветные сплавы или специальные графитовые материалы с пропиткой антифрикционными материалами (свинцом, баббитом и др.).

Схема подшипника с воздушной смазкой показана на рис. 5.16; воздух с маслом под давлением подается в радиально

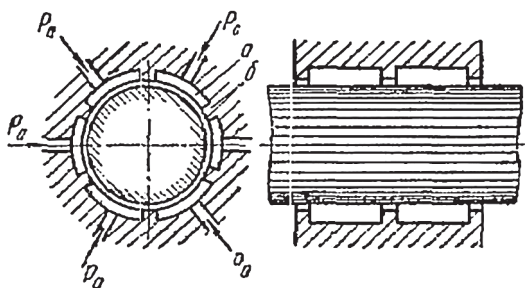


Рис. 5.16. Схема подшипника с воздушной смазкой под давлением:
а – карман; б – перемычка

расположенные карманы (а) втулки. По длине ротора их может быть один или несколько рядов, разделенных перемычками (б). Ненагруженный ротор при подаче давления в карманы располагается практически концентрично по отношению к внутренней поверхности втулки.

Под нагрузкой ротор смещается и занимает эксцентричное положение относительно втулки, чем изменяет величину радиальных зазоров. При этом ротор частично перекрывает выход воздуха из карманов, к которым он приблизился, и вызывает рост давления в этих карманах. Под давлением воздуха

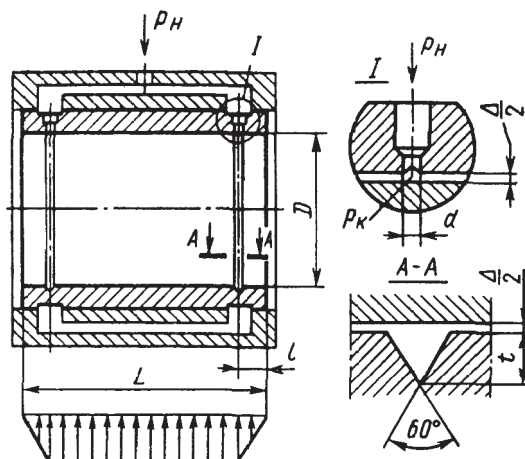


Рис. 5.17. Схема конструкции аэродинамического подшипника

ротор перемещается в положение, в котором он с воспринимаемой нагрузкой уравнивается в подшипнике.

Рабочей средой является сжатый воздух с тонко распыленным маслом (масляный туман).

5.1.10.2. Аэродинамические подшипники

В металлорежущих станках применяют сжатый воздух, прошедший очистку и стабилизацию, который под давлением не более $30 \div 40 \text{ Н/см}^2$ поступает в маслораспылитель и затем в карманы подшипника с плавающим ротором.

Аэродинамические подшипники применяют в основном для особо быстроходных шпинделей малого размера, например во внутришлифовальных и сверлильных станках для обработки отверстий небольшого диаметра. Более широкое применение для шпинделей прецизионных станков с малыми нагрузками и большими окружными скоростями нашли аэростатические подшипники.

5.1.10.3. Аэростатические подшипники

Главные особенности аэростатических подшипников с воздушной смазкой связаны с использованием малых давлений, так как в питающей магистрали после очистки и стабилизации давление воздуха не превышает $30\text{-}40 \text{ Н/см}^2$. Другие особенности опор с воздушной смазкой связаны с малой вязкостью воздуха и склонностью шпинделя на воздушных опорах к потере устойчивости. Основным средством повышения устойчивости опор является уменьшение объема воздуха в карманах, а также применение специальных способов подвода воздуха – поддува.

Конструктивное оформление аэростатических подшипников скольжения предусматривает использование жесткого цельного втулки-вкладыша (рис. 5.17) с системой ввода воздуха под давлением по концам, а при коротких подшипниках иногда и в среднюю часть втулки. Часто руководствуются соотношением $\epsilon=0,11L$, а длину подшипника выбирают в пределах:

$$L=(1 \div 1,5)D.$$

Диаметр отверстий поддува принимают $0,2 \div 0,3 \text{ мм}$, а величину диаметрального зазора ограничивают значением:

$$\Delta = (0,0002 \div 0,0004)D.$$

Число z отверстий поддува, по экспериментальным данным, целесообразно выбрать с учетом зависимости:

$$z = \frac{\pi D}{50},$$

где z – число отверстий, с округлением в большую сторону до ближайшего целого числа и с условием, что число z отверстий поддува не должно быть менее трех; D – диаметр шейки шпинделя, в мм.

Отверстия поддува целесообразно соединять кольцевой канавкой треугольного профиля и небольшой глубины, что повышает грузоподъемность и жесткость примерно в 1,5 раза.

Глубину профиля канавки выбирают на основе зависимости:

$$t = \sqrt{0,7Lh},$$

где L – длина подшипника; $h = \frac{\Delta}{2}$ – толщина щели.

Объем воздуха в канавках должен быть в 4-5 раз меньше, чем объем воздуха в рабочем пространстве зазора.

Динамические характеристики опор с воздушной смазкой связаны с появлением и возможным развитием колебаний, которые связаны с некруглостью шейки шпинделя и остаточным дисбалансом шпинделя и связанных с ним деталей. Как показала практика, основными способами устранения вредного влияния колебаний является повышение точности размеров и формы шейки шпинделя и тщательная балансировка шпиндельного узла вместе с комплектом сопряженных деталей.

Плоские направляющие скольжения с газовой смазкой. Конструктивное оформление аэростатических направляющих (рис. 5.18) для прямолинейного и кругового движения основано на разделении всей рабочей поверхности на несколько карманов (секций) с независимым подводом и распределением воздуха. Карманы и распределительные канавки выполняют небольшими по объему из-за опасно-

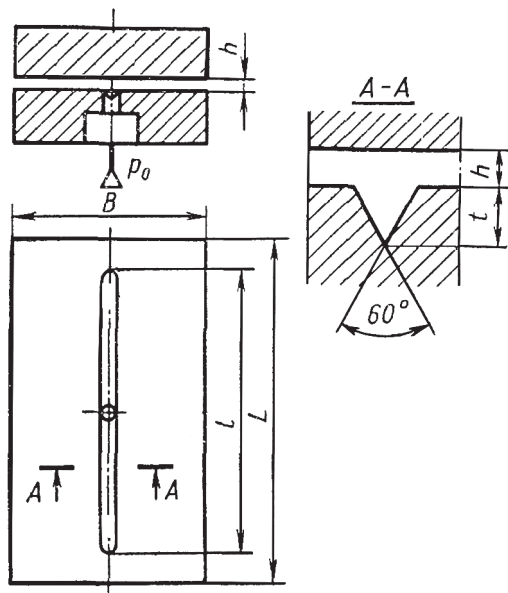


Рис. 5.18. Схема конструкции плоской аэроstaticкой направляющей

сти потери устойчивости и самовозбуждения интенсивных колебаний.

Обычно применяют канавки небольшой глубины и треугольного профиля для обеспечения устойчивости при объеме воздуха в канавке в 4-5 раз меньше объема воздуха в щели опоры.

Глубину профиля канавки выбирают на основе зависимости:

$$t = \sqrt{0,7Bh},$$

где B – ширина подшипника; h – толщина щели.

При значительной ширине опоры используют канавки замкнутой формы, объединяющей несколько отверстий.

Опыт эксплуатации аэроstaticких направляющих в станках подтверждают целесообразность применения для этих направляющих карманов простейшего вида (рис. 5.19, а-в). Гео-

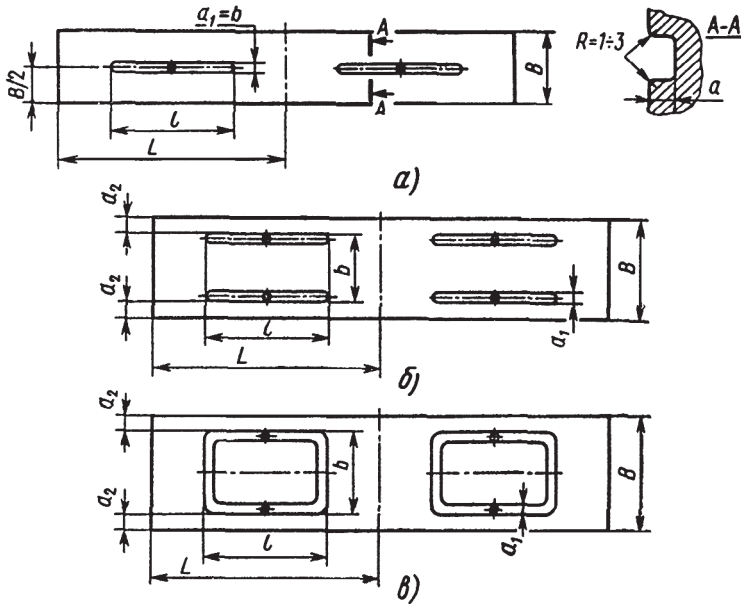


Рис. 5.19. Форма карманов для аэростатических направляющих

метрические размеры можно выполнять, учитывая примерные зависимости: $a=0,5a_1$; $a_1=0,15B$; $a_2=2a_1$.

Воздух через дроселирующее отверстие ($d=0,2 \div 0,8$ мм) подводится к центру канавки под избыточным давлением $20 \div 40$ Н/см² после очистки и стабилизации давления воздуха от пневмосети.

Грузоподъемность аэростатических опор определяют на основе закона распределения давлений в зазоре. Условие неразрывности воздушного потока и допущение о том, что истечение происходит только в поперечном направлении, дают возможность определить подъемную силу опоры с одной канавкой:

$$P = B \epsilon f_p(k),$$

где $f_p(k)$ – коэффициент, зависящий от характеристики опоры;

$$k = 17,3 \frac{l^2 h^3}{B t^4}.$$

5.2. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

5.2.1. Свойства подшипников

Подшипники, в которых используется трение качения благодаря установке шариков или роликов между опорными поверхностями оси или вала, получили название – подшипники качения.

Подшипники подразделяют на: **радиальные**, которые воспринимают радиальные нагрузки; **упорные**, которые воспринимают только осевые нагрузки; **радиально-упорные**, которые воспринимают одновременно радиальные и осевые нагрузки.

По сравнению с подшипниками скольжения подшипники качения имеют следующие преимущества: малый коэффициент трения; большую грузоподъемность при меньшей ширине подшипника; незначительный расход смазочных материалов; взаимозаменяемость; простоту монтажа, ухода и обслуживания. К недостаткам относятся: значительно меньшая долговечность при больших частотах вращения и при больших нагрузках; ограниченная способность воспринимать ударные нагрузки; большие наружные диаметры по сравнению с подшипниками скольжения.

По форме тел качения (рис. 5.20) подшипники качения делят на **шариковые** и **роликовые**. Ролики могут быть цилиндрические короткие, цилиндрические длинные, витые, игольчатые, бочкообразные и конические. По числу рядов тел качения различают подшипники **однорядные**, **двухрядные** и **специальные** с большим числом рядов.

По способу компенсации перекосов вала подшипники делят на **несамоустанавливающиеся** и **самоустанавливающиеся**

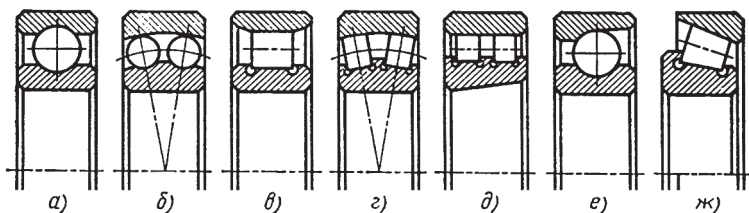


Рис. 5.20. Типы подшипников качения:

- а – шариковый радиальный; б – шариковый радиальный сферический двухрядный; в – роликовый радиальный; г – роликовый радиальный сферический двухрядный; д – роликовый радиальный двухрядный; е – шариковый радиально-упорный; ж – роликовый конический

(со сферической внутренней поверхностью наружного кольца у радиальных подшипников).

По направлению воспринимаемой нагрузки бывают **радиальные, радиально-упорные** и **упорные** подшипники.

По радиальным габаритам при одинаковом внутреннем диаметре подшипники делят на следующие серии: **сверхлегкие, особолегкие, легкие, средние, тяжелые**; по ширине подшипники различают: **узкие, нормальные, широкие** и **особо широкие**.

Маркировка подшипников качения отражает основные параметры и конструктивные особенности подшипников. Обозначения наносят на торец колец подшипников.

Первые две цифры, считая справа налево, означают внутренний диаметр подшипника. Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм эти две цифры следует умножить на 5, чтобы получить фактический внутренний диаметр в миллиметрах. Для подшипников с диаметром от 20 мм принято следующее обозначение внутреннего диаметра: 00 для диаметра 10 мм, 01 – 12 мм, 02 – 15 мм и 03 – 17 мм.

Третья цифра справа указывает серию подшипника по диаметральным размерам и ширине. Приняты следующие обозначения: 1 – особо легкая серия; 2 – легкая серия; 3 – средняя серия; 4 – тяжелая серия; 5 – легкая широкая серия; 6 – средняя широкая серия.

Четвертая цифра справа означает тип подшипника. Приняты следующие обозначения типов: 0 – радиальный шариковый однорядный; 1 – радиальный шариковый двухрядный сферический; 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 – радиальный двухрядный сферический с бочкообразными роликами; 4 – радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами и игольчатый; 5 – радиальный с витыми роликами; 6 – радиально-упорный шариковый; 7 – роликовый конический радиально-упорный; 8 – упорный шариковый; 9 – упорный роликовый.

Пятая и шестая цифры справа характеризуют конструктивные особенности подшипника.

Седьмая цифра справа означает серию подшипника по ширине.

5.2.2. Выбор подшипников качения

При выборе типа и размеров шарико- и роликоподшипников необходимо учитывать следующие факторы: величину и направление нагрузки (радиальная, осевая, комбинированная); характер

нагрузки (постоянная, переменная, ударная); частоту вращения кольца подшипника; необходимую долговечность (желаемый срок службы, выраженный в часах или миллионах оборотов); окружающую среду (температуру, влажность, кислотность и т. п.); особые требования к подшипнику, предъявляемые конструкцией узла машины или механизма (необходимость самоустанавливаемости подшипника в опоре с целью компенсации перекосов вала или корпуса, обеспечение перемещения вала в осевом направлении и т. п.).

Подшипники выбирают в следующем порядке: намечают тип подшипника, исходя из условий эксплуатации и конструкции конкретного подшипникового механизма; определяют типоразмер подшипника в зависимости от величины и направления действующих нагрузок, частоты вращения и требуемого срока службы; назначают класс точности подшипника с учетом требований к точности вращения механизма.

Исходя из действующих радиальных и осевых нагрузок, вычисляют приведенную нагрузку, которая при приложении к подшипнику при вращении внутреннего кольца и неподвижном наружном кольце обеспечивала бы такую же долговечность, какую достигает подшипник в действительных условиях нагружения и вращения.

По приведенной нагрузке, частоте вращения подшипника и требуемому сроку службы рассчитывают необходимую грузоподъемность, являющуюся основной характеристикой подшипника.

Эту работу по подбору подшипника выполняют в том случае, когда отсутствуют чертежи или руководство по эксплуатации механизма.

При установке подшипников качения в сборочные единицы необходимо создать зазоры, обеспечивающие свободное, без защемления шариков или роликов вращение подшипников. Следует учитывать, что при работе от выделяющегося тепла происходит расширение внутреннего кольца подшипника и сжатие его наружного кольца, в результате чего при слишком плотной посадке шарики или ролики могут защемляться и подшипник быстро изнашивается или разрушится. Чрезмерный зазор в посадочных местах также ухудшает работу подшипника: кольца его начинают проскальзывать, вызывая износ посадочных поверхностей и вибрацию механизма. Принято устанавливать подшипник так, чтобы кольцо подшипника, которое установлено во вращающейся детали (шкив с наружным кольцом подшипника или шип вала с внутренним кольцом), было установлено по неподвижной посадке (с небольшим натягом), а противоположное

кольцо должно иметь возможность самоустанавливаться по неподвижно закрепленному кольцу и должно быть установлено по переходной или скользящей посадке.

5.2.3. Предварительный натяг в опорах с подшипниками качения

Зазоры в подшипниках и упругие деформации его деталей при работе под действием нагрузки вызывают осевые и радиальные вибрации вала, которые в ряде машин и механизмов недопустимы. Жесткость опор на подшипниках качения может быть значительно повышена при создании предварительного натяга. В обычных подшипниках относительное осевое смещение колец под действием осевой нагрузки складывается из свободного перемещения в пределах имеющейся в подшипнике осевой игры, а также от упругой деформации рабочих поверхностей в местах контакта тел качения с дорожками качения. Сущность предварительного натяга заключается в том, что пара подшипников получает предварительную осевую нагрузку, которая ликвидирует осевую игру в комплекте, создавая начальную упругую деформацию в местах контакта рабочих поверхностей колец с телами качения. Если затем к подшипнику приложить рабочую осевую нагрузку, то относительное перемещение его колец вследствие дополнительной деформации рабочих поверхностей будет значительно меньше, чем до создания предварительного натяга.

Предварительный натяг вызывает одинаковую деформацию в обоих подшипниках, а вал на участке установки пары подшипников испытывает растяжение от нагрузки A_0 (рис. 5.21, а).

После приложения рабочей осевой нагрузки A увеличивается нагружение подшипника 1 (рис. 5.21, б) и уменьшается нагружение подшипника 2, а растягивающее усилие на валу уменьшается на величину T . В результате давление на шарики подшипника 2 составит $A_0 - T$, а давление на шарики подшипника 1 будет $A + A_0 - T$. По мере увеличения осевой рабочей нагрузки A при определенном соотношении сил подшипник 2 и вал будут полностью разгружены от усилия, а подшипник 1 будет находиться только под действием внешней осевой нагрузки A .

Предварительный натяг увеличивает внутреннее трение в подшипниках (особенно конических), однако под действием

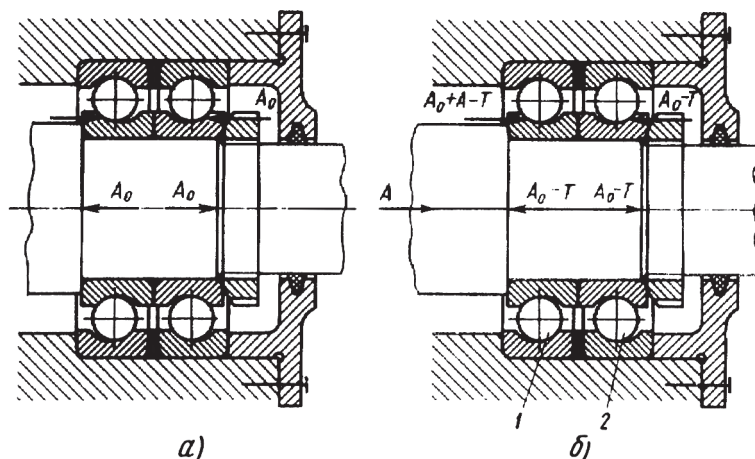


Рис. 5.21. Опора на подшипниках с предварительным натягом до (а) и после (б) приложения рабочей осевой нагрузки A

рабочей нагрузки создание предварительного натяга на внутреннее трение практически не влияет.

По мере износа тел и дорожек качения в процессе эксплуатации предварительный натяг будет уменьшаться, и если не принять соответствующие меры, то в подшипнике образуется осевая игра на величину зазора. Для сохранения в подшипниковых узлах предварительного натяга в процессе эксплуатации, предусматривают в них компенсирующие устройства, поддерживающие предварительный натяг на постоянном уровне, что сохраняет работоспособность механизма (шлифовального шпинделя станка).

Минимальный предварительный натяг для радиально-упорных подшипников:

$$A_{0\min} = 1,58 \operatorname{tg} \alpha F_r \pm 0,5 F_a,$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н; F_a – осевая нагрузка, Н; α° – угол контакта.

Знак «+» относится к подшипнику, воспринимающему действующую осевую нагрузку; знак «-» – к подшипнику, который под действием внешней осевой нагрузки разгружается от усилий предварительного натяга. Усилие предварительного натяга $A_{0\min}$ выбирают по наибольшему из двух полученных значений.

Предварительный натяг подшипников обычно заключается в принудительном смещении одного из колец подшипника в осевом направлении относительно другого кольца на величину, соответствующую требуемому предварительному натягу. Это достигается приложением постоянной предварительной нагрузки.

С предварительным натягом устанавливают подшипники шариковые радиальные, радиально-упорные, роликовые конические, а также подшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 3182000, монтируемые на конусную шейку вала с натягом, способным вызвать расширение внутреннего кольца и полностью ликвидировать в подшипнике радиальный зазор.

Основные методы выполнения предварительного натяга у радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников: при помощи прокладок или втулок разной длины (рис. 5.22, а), путем осевого сжатия друг с другом наружных и внутренних колец; с помощью пружин, опирающихся на кольцо подшипника (рис. 5.22, б); регулирующей гайкой (рис. 5.22, а), доведенной до соприкосновения с кольцом подшипника и затем завернутой на заранее установленный угол, исходя из требуемого осевого смещения кольца, или крышкой. Сборка должна

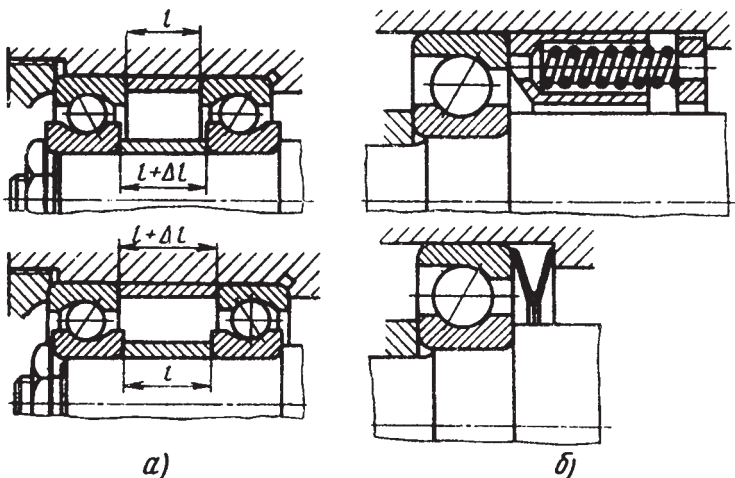


Рис. 5.22. Создание предварительного натяга с помощью:
а – втулок различной длины; б – пружин

быть выполнена с учетом компенсации погрешностей колец подшипников.

Подшипники, работающие с предварительным натягом, должны быть тщательно подобраны попарно, с минимальной разницей допусков на ширину колец и отклонениями от параллельности торцовых поверхностей, а также с минимальными значениями радиального биения посадочных цилиндрических поверхностей и осевого биения торцов, т.е. должна быть произведена их дуплексация.

5.2.4. Дуплексация подшипников

Дуплексация подшипников – подбор комплекта шариковых радиально-упорных подшипников по параллельности беговой дорожки и торцов, доработка по точности посадочных поверхностей деталей, их соединяющих, для выбора зазоров (рис. 5.23).

Точность сопрягаемых с подшипниками деталей должна соответствовать указанной в чертежах точности подшипников, применяемых в сборочной единице. Например, цилиндричность и конусность отверстия шариковых радиально-упорных подшипников для внутришлифовального шпинделя станка, параллельность беговой дорожки и торцов, радиальное биение и параллельность торцов подшипников – не более 0,5 мкм. Допуск

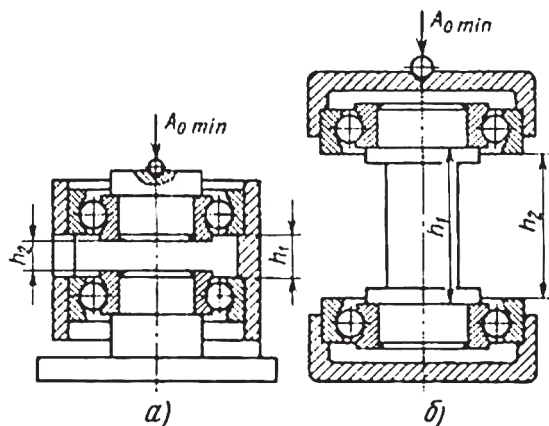


Рис. 5.23. Дуплексация подшипников:
а – определением размера внутреннего кольца;
б – определением размера наружного кольца

точности шариков по размеру и форме – не более 0,125 мкм. Разброс угла контакта шариков с дорожками качения – не более 1-2° у пары подшипников.

При дуплексированной установке этой пары подшипников необходимо обеспечить точность шеек шпинделя и посадочных отверстий в корпусе под подшипники: круглость – 0,5-2 мкм, овальность – 1-3 мкм, радиальное биение относительно оси – 1-2 мкм, несоосность отверстий под подшипники в корпусе – 2 мкм на длине 400 мм, шероховатость поверхности – $R_a=0,025-0,1$ мкм. В зависимости от радиального размера подшипников величина осевого усилия, которым обеспечивается предварительный натяг подшипников, может изменяться от 30 до 60 кГ.

5.2.5. Установка подшипников на вал и в корпус

5.2.5.1. Конструкция мест вала и корпуса под шарикоподшипники

Кольца подшипников являются весьма нежесткими деталями. При продвижении подшипника по валу внутреннее его кольцо под действием неравномерно приложенных внешних сил и сил трения может деформироваться. Чтобы выправить положение подшипника, внутреннее его кольцо следует довести до упора и прижать к буртику вала. Очевидно, что буртик вала должен быть выполнен строго перпендикулярно к оси посадочной шейки вала.

Упорные буртики на валах и в отверстиях корпусов или стоек (рис. 5.24) должны быть такой высоты t , чтобы торцы колец подшипников имели достаточно хорошую опорную поверхность и при работе не касались сепаратора подшипника. Поэтому упорные буртики не должны быть чрезмерно большими. В табл. 5.4 указана наименьшая высота заплечиков в зависимости от размера радиуса r на торце наружного или внутреннего посадочного диаметра подшипника.

Т а б л и ц а 5.4

Наименьшая высота заплечика t_{min}

Номинальное значение радиуса r на торце посадочного диаметра подшипника	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
Наименьшая высота заплечика t_{min}	1	2,5	3	3,5	4,5	5	6	7

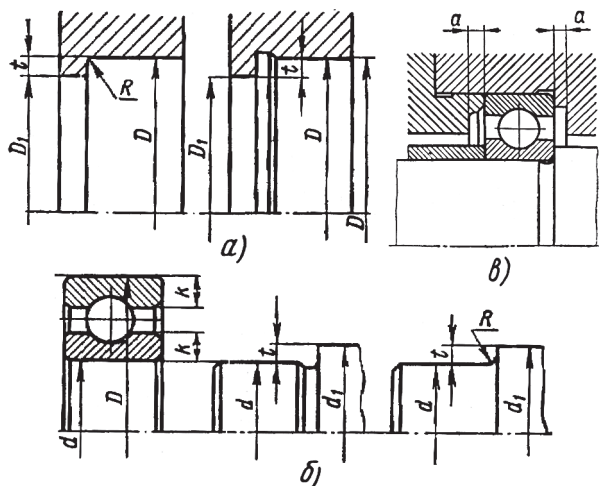


Рис. 5.24. Схема установки шарикоподшипника:
а – в корпус; б, в – на вал

Высота заплечиков t_{\min} определяется размером радиуса r :

$$t_{\min} = (1,4 \div 1,5)r.$$

Числовые значения радиуса r на торце посадочного диаметра подшипника для каждого типа и размера подшипника приведены в каталогах подшипников.

Высота заплечика может быть больше t_{\min} . Однако увеличение t по сравнению с t_{\min} ограничивается условиями демонтажа. Минимальная высота заплечиков для возможности захвата съемником за кольцо подшипника при его демонтаже одинакова для наружного и внутреннего колец подшипника (рис. 5.24) и ее определяют по табл. 5.5.

После определения высоты заплечика вычисляют диаметр буртика для вала и корпуса: $d_1 = d + 2t$ – для вала; $D_1 = D - 2t$ – для отверстия.

Другие поверхности смежных деталей должны отстоять от торцов колец подшипников для всех типов подшипников, кроме конических, не менее $a = 2 \div 3$ мм (рис. 5.24, в).

В случае, когда величина заплечиков на валу или в корпусе увеличена, то для демонтажа подшипников необходи-

Минимальная высота заплечиков под съёмник

d вала, мм	до 15	до 50	до 100	свыше 100
k – t, мм	1	2	2,5	3,0

мо предусмотреть увеличенные фаски или пазы для съёмника (рис. 5.25).

Переход от посадочного диаметра d к диаметру d₁ буртика выполняют в виде галтели или канавки с закруглением.

Наибольшее распространение в конструктивном решении получили переходные участки валов в виде канавок. Такое решение обусловлено необходимостью обеспечения шероховатости R_a=0,4 ÷ 1,6 мкм на посадочных поверхностях в местах установки подшипников. Указанную шероховатость целесообразнее всего получить шлифованием. Для выхода шлифовальных кругов на наружных поверхностях валов выполняют канавки (рис. 5.26, а), а на внутренних поверхностях – проточку канавок у опорных торцов (рис. 5.26; в, г). Размеры канавок приведены в табл. 5.6 и 5.7.

Если отверстие обрабатывается разверткой, то форму проточки берут по рис. 5.26, в. При шлифовании отверстия и упорного заплечика форма проточки показана на рис. 5.26, г.

При галтельном переходе (рис. 5.26, б) радиус R переходного участка вала должен быть меньше радиуса r фаски сопряженного подшипника:

$$R=(0,5 \div 0,8)r.$$

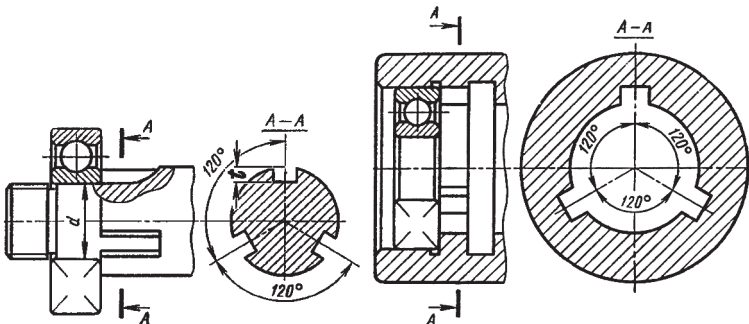


Рис. 5.25. Пазы под съёмник

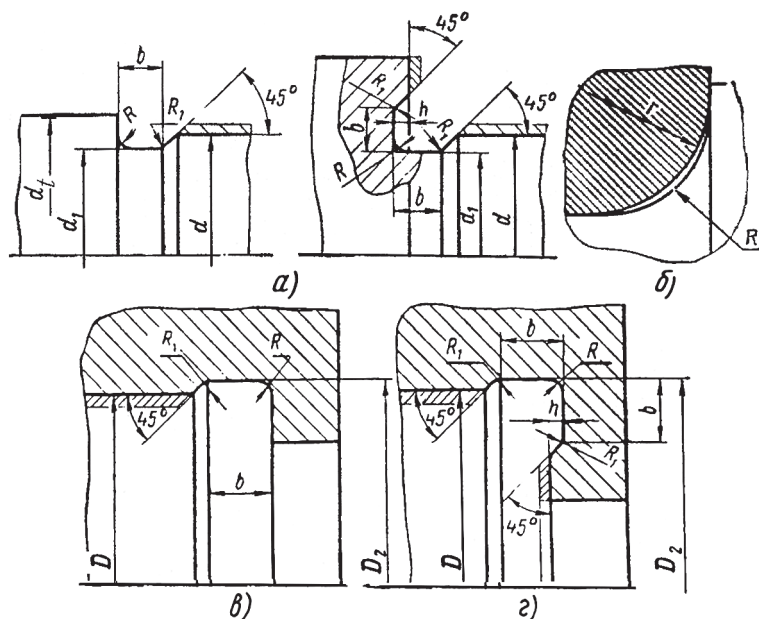


Рис. 5.26. Переходные участки валов:
в виде канавок (а), галтели (б), канавок в корпусе (в, г)

Галтельный переход выполняют, когда посадочную поверхность вала не шлифуют или когда на валу по условиям его прочности нельзя допускать высоких концентраторов напряжений (табл. 5.8).

Таблица 5.6

Размеры канавок для вала, мм

Диаметр вала d , мм	d_1	b	h	R	R_1
Свыше 10 до 50	$d-0,5$	3	0,25	1,0	0,5
Свыше 50 до 100	$d-1,0$	5	0,5	1,5	0,5

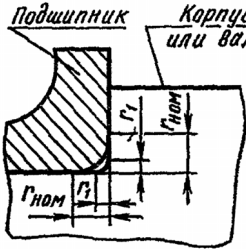
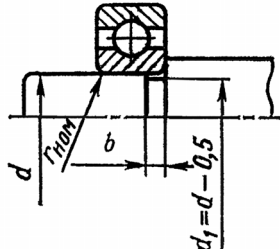
Таблица 5.7

Размеры канавок в отверстиях корпуса, мм

Диаметр отверстия в корпусе D , мм	d_2	b	h	R	R_1
Свыше 10 до 50	$d+0,5$	3	0,25	1,0	0,5
Свыше 50 до 100	$d+1,0$	5	0,5	1,5	0,5
Свыше 100	$d+1,0$	8	0,5	2,0	1,0

Таблица 5.8

Галтели и канавки для посадки подшипников качения

					
$r_{НОМ}$	r_1	$r_{НОМ}$	r_1	$r_{НОМ}$	b
0,2	0,1	2	1		
0,3	0,2	2,5	1,5	0,2-0,8	2
0,4	0,2	3	2	1,0-2,0	3
0,5	0,3	3,5	2	2,5-3,5	4,0-6,0
1	0,6	4	2,5	5	8
1,5	1	5	3		

Примечание. В таблице приведен наибольший размер галтели.

5.2.5.2. Конструкция мест вала и корпуса под роликовые подшипники

Особенностью конструкции конического роликового подшипника является то, что сепаратор выступает за пределы наружного кольца на m и n (рис. 5.27, а).

Это следует учитывать при установке смежных с подшипниками деталей, например, шлицевых гаек (рис. 5.27, б), или при установке двух рядом расположенных подшипников (рис. 5.27, в).

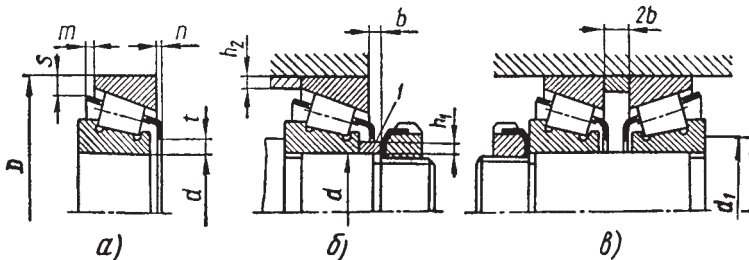


Рис. 5.27. Установка конических роликоподшипников

Смежная деталь должна отстоять от торца наружного кольца конического роликоподшипника на $b=4 \div 6$ мм. Чтобы цилиндрические поверхности смежных деталей не касались сепаратора, высоты h_1 и h_2 не должны превышать величин: $h_1=0,1(D-d)$; $h_2=0,05(D-d)$.

Именно поэтому в очень распространенном креплении конического подшипника шлицевой гайкой (рис. 5.27, б) между торцами внутреннего кольца подшипника и гайки устанавливают дистанционную втулку 1. Примерно половиной своей длины втулка 1 заходит на вал диаметром d , выполненным под установку подшипника, а оставшейся длиной перекрывает канавку для выхода инструмента при нарезании резьбы.

Диаметр вала с буртиком $d_1=0,16(D+5,25d)$ и проточки определяется как для цилиндрических роликоподшипников без бурта (рис. 5.27).

В справочниках по подшипникам приведена сводная таблица, которая, используя вышеизложенное, позволяет выбрать необходимые параметры для подшипниковых узлов по типам подшипников.

5.2.5.3. Установка подшипников качения на вал

Внутренние кольца подшипников качения часто закрепляют на валах посредством только соответствующей посадки (рис. 5.28, а).

Крепление торцевой шайбой (рис. 5.28, б) – достаточно надежный и простой способ. Его целесообразно применять,

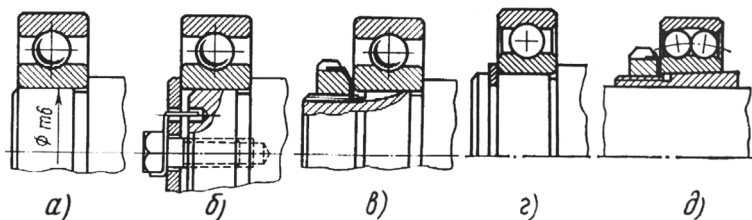


Рис. 5.28. Основные схемы крепления подшипников на валу:
 а – неподвижное соединение по прессовой посадке; б – торцевой шайбой с винтом и стопорной планкой; в – круглой шлицевой гайкой и стопорной шайбой; г – стопорным кольцом; д – конусной разрезной втулкой и натяжной круглой гайкой и стопорной шайбой

когда на вал действует осевая сила, направленная на растяжение винта, или при относительно большой угловой скорости вращения вала.

Крепление шлицевой гайкой (рис. 5.28, в) – весьма распространенный метод крепления подшипников, несмотря на более трудоемкий в изготовлении. Наличие у гайки шлицев и лепестков по диаметру шайбы позволяет фиксировать положение гайки при повороте через каждые 15° , что обеспечивает осевое перемещение гайки примерно на 0,06 мм. Это позволяет более тонко регулировать натяг у спаренных подшипников, особенно при создании предварительного натяга.

Крепление пружинным упорным кольцом (рис. 5.28, г) – вполне надежный и очень простой способ. В последнее время находит все большее применение. Этот способ крепления используется главным образом при отсутствии осевых сил, нагружающих кольцо.

5.2.5.4. Установка подшипников качения в корпус

Работоспособность, надежность и долговечность подшипников качения зависит не только от материалов и качества изготовления их деталей, но и от того, как они установлены в корпус.

Установка наружных колец в корпус осуществляют по посадкам в системе вала.

Установка вала с подшипниками в корпус может быть выполнена по схемам, приведенным на рис. 5.29.

Известно, что валы должны удерживаться от осевых смещений, т. е. должны быть зафиксированы в осевом направлении относительно корпуса. Поэтому после определения размеров валов, нагрузок и направления действия сил на опоры выбирают одну из нижеследующих схем осевого фиксирования валов и тип подшипников. Размеры А, В и h деталей узла образуют размерную цепь (рис. 5.29).

Схема А. Внутренние кольца обоих подшипников закрепляют неподвижно на валу. В корпусе закрепляют неподвижно только наружное кольцо одного подшипника. Наружное кольцо другого подшипника оставляют незакрепленным, «плавающим» в осевом направлении.

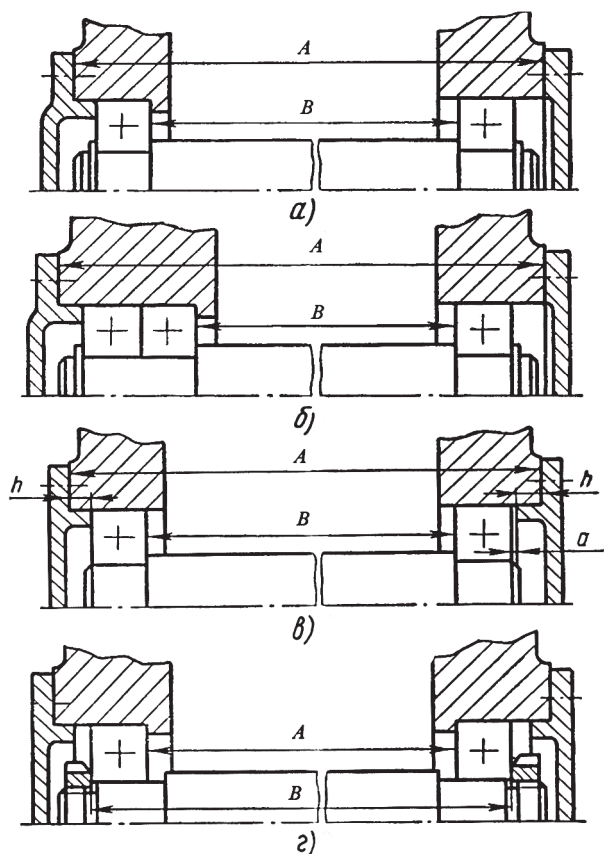


Рис. 5.29. Схемы монтажа валов с подшипниками в корпус

Первую опору называют фиксированной, а вторую – плавающей (рис. 5.30). Осевая установка валов по схеме А имеет следующие достоинства:

1. Температурные удлинения вала не вызывают защемления тел качения подшипников. В этом случае «плавающая» опора перемещается вдоль оси отверстия корпуса и занимает новое положение, соответствующее изменившейся длине вала.

2. На размеры корпуса А и вала В можно назначать весьма широкие допуски. Даже грубые ошибки при их выполнении не влияют на точность сборки и работу узла.

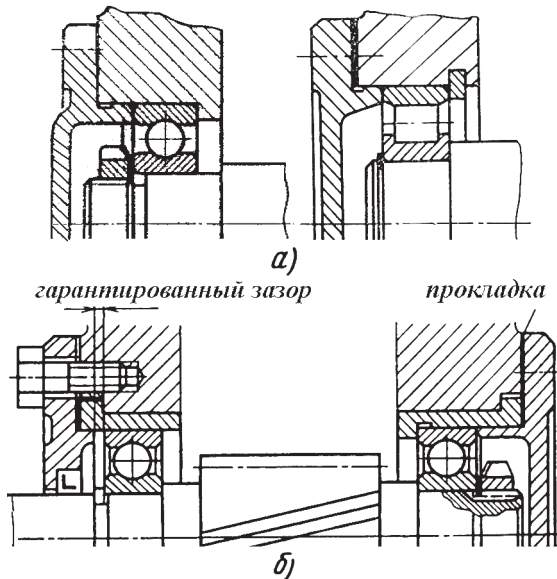


Рис. 5.30. Конструкция узла опоры с фиксированным подшипником, выполненной непосредственно в корпусе (а) и в стакане с плавающей опорой (б)

Недостатками этого способа являются:

1. Возможность применения его только с теми подшипниками, которые могут фиксировать вал в обоих направлениях (шариковые радиальные, сферические радиальные шариковые и роликовые и др.).

2. Вследствие зазоров между кольцами и телами качения радиальная, осевая и угловая жесткости опор очень малы. Осевое смещение, т. е. так называемая осевая «игра» комплекта вала, при подшипниках с диаметром отверстия до 50 мм может, например, превышать 0,1 мм.

3. Необходимость крепления одного из подшипников как на валу, так в корпусе. Поэтому конструктивное оформление одной из опор вала получается относительно более сложным.

Осевая установка вала по схеме А может применяться:

1. При любом расстоянии между опорами вала (ограничением является допустимый перекосяк колец подшипников).

2. В случаях, когда радиальная и осевая «игра» вала не влияет на работу узла.

Осевая установка вала по схеме А широко применяется в коробках скоростей, в редукторах и в других узлах для валов цилиндрических зубчатых передач.

Радиальная и осевая «игра» валов нарушает точность зацепления конических и червячных пар. Поэтому осевая фиксация валов, на которых имеются конические или червячные колеса и червяки, по схеме А, как правило, не применяют.

Необходимо следить за тем, чтобы оба подшипника нагружались равномерно. Поэтому если опоры нагружены, кроме радиальной, также осевой силой, то для выравнивания нагрузки между обоими подшипниками в качестве «плавающей» выбирают более нагруженную опору.

Если в опорах вала установлены только радиальные подшипники, то подшипником, фиксирующим вал от осевого перемещения и воспринимающим осевую силу, рекомендуется принимать тот, который имеет наименьшую радиальную нагрузку. При наличии упорного или радиально-упорного двухрядного или многорядного подшипника все радиальные подшипники этого вала должны быть плавающими. Оба кольца подшипников, фиксирующих валы от осевого перемещения, а также вращающиеся кольца всех подшипников для предотвращения их проворота по посадочным поверхностям при динамических нагрузках соответственно закрепляют на валах и в корпусах. Это закрепление осуществляют посредством посадок колец на валы и в корпусах с натягом, а также с помощью других различных средств закрепления.

Для осуществления свободных осевых перемещений наиболее подходят радиальные роликоподшипники с цилиндрическими роликами и радиальные шарикоподшипники с незакрепленными наружными кольцами (рис. 5.30, б).

Для фиксации положения наружных колец радиальных роликоподшипников могут быть использованы пружинные стопорные кольца эксцентрические внутренние для крепления подшипников в корпусе по ГОСТ 13943-86.

Схема Б. В данной схеме в отличие от схемы А в фиксированной опоре вала устанавливают два подшипника (рис. 5.31). Внутренние кольца подшипников обеих опор закрепляют на валу.

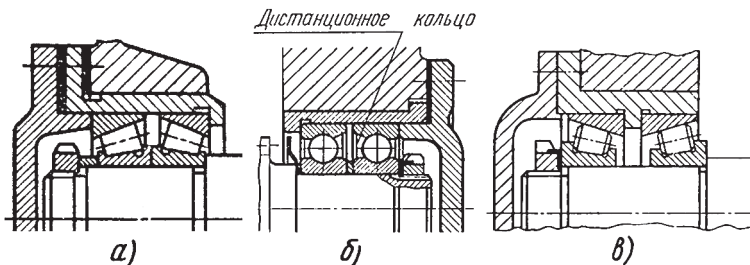


Рис. 5.31. Конструкция опор с фиксированной парой подшипников, выполненных по схемам «в распор» (а, б) и «в растяжку» (в)

Наружные кольца подшипников, расположенных в фиксированной опоре, закрепляют в корпусе. Наружное кольцо подшипника плавающей опоры оставляют свободным.

В фиксированной опоре радиальные и осевые зазоры сводятся к минимуму соответствующей регулировкой, и «игра» валов почти отсутствует. Жесткость опоры увеличивается. Кроме того, расположение двух подшипников в фиксированной опоре увеличивает и жесткость вала. Эта схема осевой фиксации обладает теми же достоинствами, что и схема А. Единственным ее недостатком является некоторое усложнение фиксированной опоры вала, которое, однако, компенсируется повышением ее жесткости.

Осевую установку валов по схеме Б можно применять при любом расстоянии между опорами валов зубчатых зацеплений цилиндрических, конических и червячных передач.

Выбор фиксированной и плавающей опор производят по рекомендациям, приведенным для схемы А.

Схема В. Торцы внутренних колец обоих подшипников упирают в буртики вала и в торцы других деталей, сидящих на валу. Внешние торцы наружных подшипников упирают в торцы крышек или других деталей, закрепленных в корпус.

Эту схему называют также осевой установкой подшипников «в распор».

Погрешности при изготовлении деталей по размерам А, В и h приводят к изменению зазора. Поэтому на размеры А, В и h устанавливают более жесткие допуски, чем при установке валов по схемам А и Б.

При тепловом удлинении вала, в случае недостаточного зазора а, может произойти заклинивание тел качения подшип-

ников. Поэтому осевое фиксирование по схеме В применяют при относительно коротких валах.

Разность температурных деформаций вала и корпуса можно вычислить по формуле:

$$\delta_t = (\alpha_B \Delta t_B - \alpha_K \Delta t_K) \ell_0,$$

где α_B и α_K – коэффициенты линейного расширения материала вала и корпуса; Δt_B и Δt_K – изменение температуры вала и корпуса; ℓ_0 – расстояние между внешними торцами подшипников.

Чтобы избежать заклинивания подшипников, необходимо при сборке узла обеспечивать условие $\alpha \geq \delta_t$.

Разность $\alpha - \delta_t$ назначают в зависимости от типа подшипников и требований точности, предъявляемых к узлу. Так, например, если опорами вала являются радиальные шариковые или роликовые подшипники, на валу расположены цилиндрические зубчатые колеса, то можно допустить значительную осевую «игру» комплекта подшипников на валу. На работу подшипников и зацепления осевая «игра» вала даже до 1...2 мм влияния не окажет и можно принять $\alpha - \delta_t = 1...2$ мм. Если же на валу посажены конические или червячные колеса или другие детали, которые должны занимать точное осевое положение, то осевая «игра» вала ограничивается минимальными величинами.

Известно, что если в опоре, состоящей из радиально-упорных шариковых или конических роликовых подшипников, имеется значительный осевой зазор, то нагрузка распределяется между телами качения крайне неблагоприятно. Поэтому для этих подшипников лучше, когда разность $\alpha - \delta_t$ очень мала или даже отрицательна, т. е. образован небольшой натяг.

Короткие валы при отсутствии значительного нагрева можно крепить посредством двух опор. При сборке для предупреждения защемления тел качения в радиальных подшипниках предусматривают минимальный осевой зазор $a = 0,2 \div 0,3$ мм между крышкой подшипника и наружным кольцом, а в радиально-упорных – осевую регулировку путем изменения общей толщины набора прокладок b между фланцем крышки подшипника и его корпусом (рис. 5.32).

После того как установится при работе узла нормальный тепловой режим, зазор уменьшается до нормальных пределов или исчезает. Величину начального зазора a устанавливают обычно для каждого изделия опытным путем.

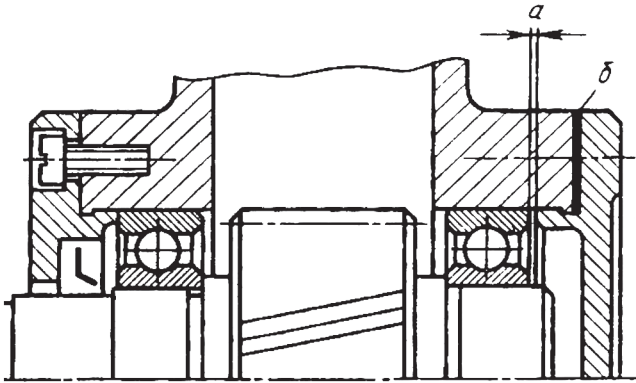


Рис. 5.32. Конструкция узла, выполненная по схеме В

Поэтому данная схема осевой фиксации валов применяется при относительно коротких валах и при дуплексировании (подборе пар подшипников для установки с предварительным натягом) упорных шарикоподшипников, которые применяют в быстроходных механизмах по схеме Б.

Схема Г. Внешние торцы внутренних колец подшипников обеих опор упирают в торцы деталей, закрепленных на валу (рис. 5.33). Внутренние торцы наружных колец подшипников упирают в буртики отверстий корпуса или стаканов, поставленных в корпусе.

Эту схему называют также осевой установкой «в растяжку».

При температурном удлинении вала, установленного по этой схеме, расстояние между подшипниками увеличивается, и

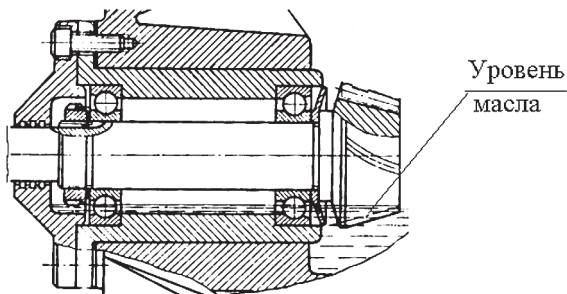


Рис. 5.33. Конструкция узла, выполненная по схеме Г

поэтому заклинивание тел качения не происходит, что является ее достоинством.

Однако между внешними кольцами подшипников и упорными буртиками корпуса может образоваться зазор, который распределяется между внутренними и наружными кольцами подшипников и не нарушает работы подшипников. Однако, при определенных условиях, зазор может достичь предела, который нежелателен для радиально-упорных шариковых и особенно для конических роликовых подшипников.

Поэтому данную схему осевой установки валов применяют, как и предыдущую, при относительно коротких валах.

Если опорами валов служат радиальные шариковые подшипники или сферические шариковые и роликовые подшипники, которые не боятся увеличенных осевых зазоров, то схеме Г можно применять и при относительно длинных валах.

Осевая установка валов по схеме Г требует упорных буртиков (стаканов) в отверстиях, а также регулировочных гаек или других устройств и навыков в их регулировке.

Учитывая, что температурные удлинения по величине незначительны и могут быть определены их значения, в некоторых конструкциях используют жесткие пружины, включая тарельчатые, которые поддерживают натяг в подшипниках в заданных пределах. Это позволяет реализовать преимущества данной схемы установки подшипников.

5.2.6. Конструкции деталей под подшипники качения

5.2.6.1. Конструкция стаканов

В зависимости от схемы расположения подшипников стаканы конструируют по одному из вариантов, представленных на рис. 5.34. При постановке стакана в корпус с натягом фланец выполняют уменьшенным без отверстий под винты.

Стаканы обычно выполняют из чугунного литья марки СЧ15 и из стали, которые применяют в чугунном или силуминовом корпусе при значительных нагрузках.

Толщину стенки стаканов δ , мм, принимают в зависимости от диаметра D отверстия стакана под подшипник по табл. 5.9.

Толщину упорного буртика δ_1 и толщину фланца δ_2 (рис. 5.34) принимают: $\delta_1 \approx \delta$; $\delta_2 \approx 1,2\delta$. Высоту упорного буртика h назнача-

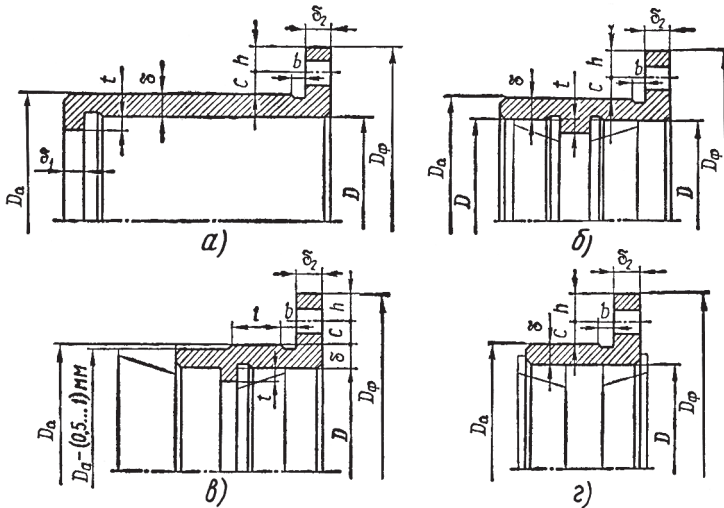


Рис. 5.34. Конструкции стаканов для подшипников:

а – для универсальной сборки; б – для двух конических подшипников (внутри стакана); в – для двух конических подшипников (один снаружи и один внутри); г – для двух конических подшипников с буртами

ют по той же зависимости, что и высоту заплечика вала (табл. 5.4) по формуле:

$$t_{\min} = (1,4 \div 1,5)r;$$

Таблица 5.9

Выбор толщины стенки стакана δ

Диаметр отверстия, D, мм	Толщина стенки, δ , мм
до 52	4...5
свыше 52 до 80	6...8
свыше 80 до 120	8...10
свыше 120 до 170	10...12,5

Таблица 5.10

Число винтов для крепления стакана к корпусу

D_0 , мм	21÷37	40÷62	65÷75	80÷95	100÷145
d, мм	5	6	8	8	10
Число винтов	3	4	4	6	6

диаметр буртика –

$$D_1 = D - 2h.$$

Диаметр фланца D_ϕ следует выполнять минимальным. Для этого принимают:

$$c \approx d;$$

$$h = (1,0 \div 1,2)d_1;$$

$$D_\phi = D_a + (4,0 \div 4,4)d,$$

где d – диаметр винта. Число винтов для крепления стакана к корпусу – в табл. 5.10.

Вместо фланца может быть выполнен буртик, наружный диаметр которого равен:

$$D_6 = D_0 + \delta/2,$$

а высота его равна высоте фланца.

У торцов наружной цилиндрической поверхности и отверстия стакана выполняют фаски для удобства его установки в корпус и монтажа подшипников (рис 5.34). Чтобы торец фланца стакана и торец корпуса сопрягались по плоскости, в углу на наружной поверхности стакана выполняют канавку для выхода шлифовального круга такого же профиля и размеров, как для валов (табл. 5.10).

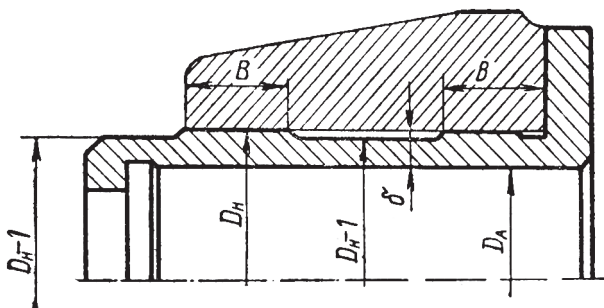


Рис. 5.35. Посадка стакана в корпус

Для уменьшения наружной посадочной поверхности стакана иногда делают занижение в средней части сопрягаемой поверхности стакана (лучше, где нет подшипника) или на выступающей части из корпуса до $0,5 \div 1,0$ мм на диаметр (рис. 5.35).

Длину посадочных участков внутри стакана берут равной или на 1-2 мм больше ширины кольца подшипника. Канавки в отверстиях стаканов делать не следует, поскольку их выполнять сложнее, чем на наружной поверхности. Кроме того, они затрудняют установку подшипников.

Стаканы для подшипников вала конической шестерни перемещают при сборке для регулировки осевого положения конической шестерни. Для этого применяют посадку стакана в корпусе H7/js6. Другие стаканы после их установки в корпус остаются неподвижными. Тогда применяют посадки типа H7/k6 или H7/m6.

5.2.6.2. Конструкция крышек и уплотнений для подшипников

Осевое положение вала в корпусе определяется с помощью торцовых крышек. Торцовые крышки должны быть достаточно прочными, чтобы выдержать осевые нагрузки, передаваемые валами через наружные кольца подшипников.

Крышки подшипников изготавливают из чугуна марки СЧ15. Различают крышки глухие и с отверстиями для прохода валов (табл. 5.11). Крышки изготавливаются с центрирующим выступом и без него. Центрирующий выступ обычно контактирует с наружным кольцом подшипника для фиксирования положения вала в корпусе. Наружный диаметр выступа равен диаметру расточки под подшипник по посадке h9, а внутренний соответствует размеру t в стакане. Толщина и наружный диаметр фланца, диаметр, на котором расположены отверстия и их количество, определяются так же, как для стакана.

Если крышка не имеет контакта с подшипником, то она может быть выполнена без центрирующего пояса (плоской) (табл. 5.11, тип 1).

Если крышка выполнена с отверстием для прохода вала, то она отличается тем, что в ней, как правило, предусматривается место для установки уплотнения, которое защищает подшипник от попадания грязи и от вытекания смазки. Наличие уплотнения и деталей крепления подшипника на валу определяет в осевом сечении конфигурацию торцовой наружной и внутренней поверхности крышки (табл. 5.11, тип 2 и 3).

Размеры глухих прижимных крышек

D	D ₁	D ₂	D ₃	Отверстия под винты				H	H ₂	H ₁	b
				d	d ₁	d ₂	число				
40-42	54	70	34	7	12	14	4	10	20	5	4
44-47	60	78	38								
50-52	66	82	44								
55-58	75	95	48	9	15	20	4	12	22	7	4
60-62			52								
65-68	84	105	58								
70-72	90	110	62	11	18	24	6	15	32	9	5
75			64								
80-85	100	120	72								
90-95	110	130	80								
100	120	145	90								
105-110	130	155	95								
115-120	140	165	105								
125-130	150	175	115								
135-140	160	185	125								
145	170	195	130								

Уплотнения валов, размещаемых в крышках, приведены на рис. 5.36.

Так как щелевые уплотнения недостаточно надежно защищают подшипники от попадания пыли и грязи, то их применя-

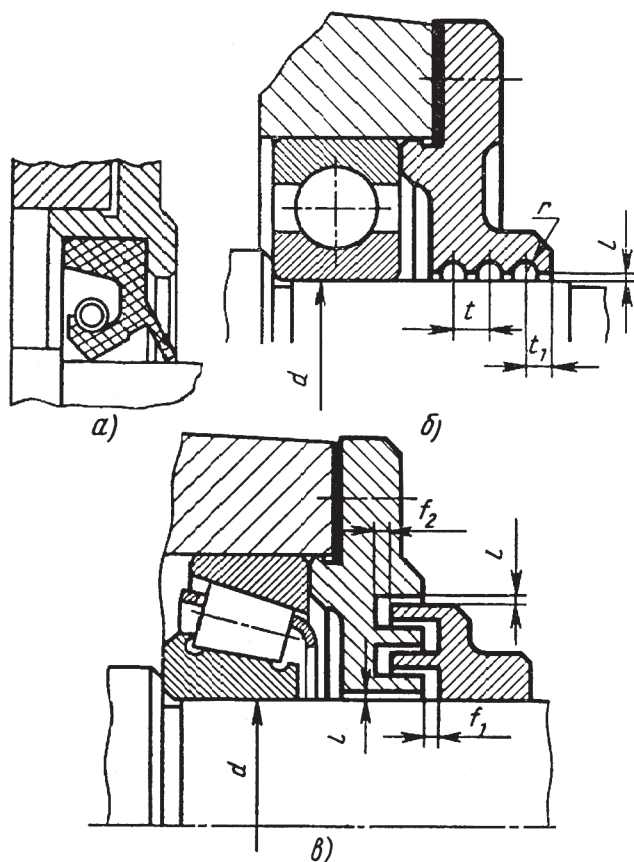


Рис. 5.36. Уплотнения валов, размещаемых в крышках:

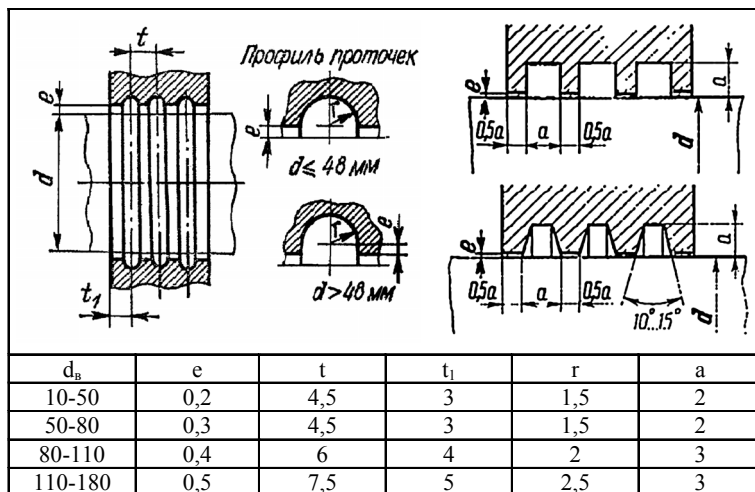
а – манжетное; б – щелевое ($f=0,2...0,4$; $t=4,5...6$; $r=1,2...2$);

в – лабиринтное ($f=0,2...0,4$; $f_1=1...2$; $f_2=1,5...3$)

ют для подшипников качения машин, работающих в чистой и сухой воздушной среде (табл. 5.12).

Лабиринтные уплотнения (рис. 5.36, в) самые надежные, особенно при больших частотах вращения валов. Уплотнения, основанные на действии центробежной силы, применяют в качестве наружных и внутренних. В ответственных случаях применяют комбинированные уплотнения.

**Размеры щелевых уплотнений
с кольцевыми проточками, мм**



5.2.6.3. Уплотнения манжетные резиновые армированные для валов

Уплотнения манжетные резиновые армированные для валов предназначены для работы в среде минеральных масел и воды при избыточном давлении не более 5 Н/см^2 и в интервале температур от минус 45 до 120°C и кратковременно (не более 2 ч) до 130°C . Манжета не должна нагреваться выше 90°C . При шлифованных шейках вала под уплотнение окружная скорость поверхности шейки вала может достигать 8 м/с , при полированных – выше (рис. 5.36, а).

Уплотнения манжетные резиновые армированные для валов предназначены предотвратить вытекание масла в месте выхода вращающегося вала из корпуса. Манжета предотвращает также попадание воды и грязи в корпус. Разность давлений по обе стороны манжеты не должна превышать 5 Н/см^2 .

К сопряженным деталям предъявляются следующие требования: для вала (втулки)

- а) твердость поверхности трения не менее 50 HRC ;
- б) допусковое отклонение не более $h11$;

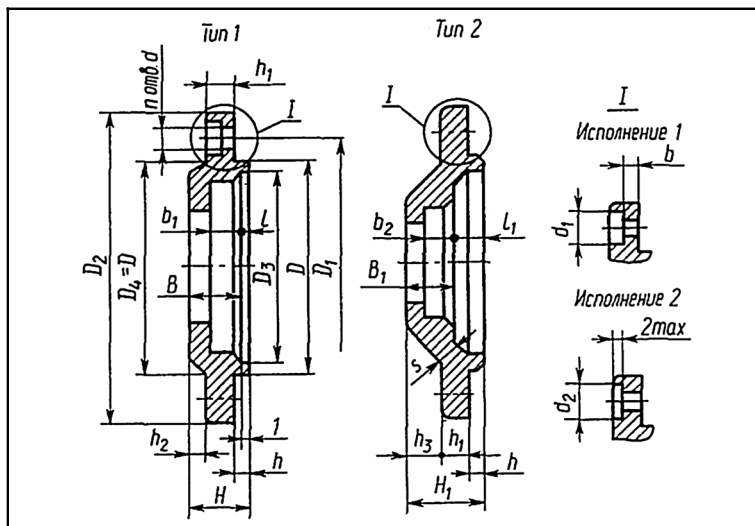
Таблица 5.13

Размеры уплотнений манжетных резиновых армированных, мм

Тип I				Тип II с пыльником											
d	D	h ₁	h ₂	d	D	h ₁	h ₂	d	D	h ₁	h ₂	d	D	h ₁	h ₂
	28	7		45				45	65	10	14		95		
15	30	7	-	28	47	10	14		70			75	100	12	16
	32	8		50					65				102		
16	28	6		47				48	70	10	14	80	105	12	16
	30	7	-	30	50	10	14		72				110		
	32	8		52					70			85	110	12	16
	35	8		48			50	72	10	14	115				
18	30	6		32	50	10	14		75				115		
	32	8	-	52					72	110	14	90	120	12	16
	35	7		50				52	75				125		
	37	8		55	10	14		80	12	16		120			
20	32	6	-	35	57				75	10	14	95	125	12	16
	35	8		58				55	80				130		
	37	8	12						82	12	16	100	125	12	16
	38	8		36	52	10	14		75	10	14		130		
	40	10		55				58	80				135		
	42	10	14	58					82	12	16				

Таблица 5.14

Размеры прижимных крышек с отверстиями для манжетных уплотнений, мм



D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	Крепежные отверстия				H	h	h ₁	B	b	s	B ₁	b ₁	l	h ₂
					d	d ₁	d ₂	n										
65; 68; 70; 72; 75	84 90 90	105 110 110	58 62 64	68 72 72	9	15	20	4	17	6	12	15	4	6	12; 15 15	8; 11 11	2; 3	2
80; 85 90; 95	100 110	120 130	72 80	80 92				6	28					6	15	11	3	3
100 105; 110	120 130	145 155	90 95	100 110	11	18	24	6	23	8	15	18; 20 20	5	7	17	11; 13; 6		

Примечания: 1. Размеры под манжетное уплотнение – см. табл. 5.13.
 2. Диаметр отверстия в крышке (отклонение по Н12) определяется по соответствующему диаметру вала или втулки.
 3. Значения H₁, h₃, l₃ крышек для конических подшипников выбирать из ряда.

Размеры	Диаметр вала или втулки									
	15	17	20	25	30	35	40	45	50	
H ₁	22	22	27	28	28	30	28	31	33	
h ₃	7	7	12	13	10	10	12	13	15	
l ₁	10	10	12	12	13	13	15	16	18	

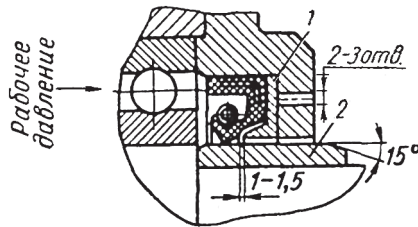


Рис. 5.37. Защита для манжеты

в) шероховатость не ниже $R_a=0,32$ с последующей полировкой, не допускаются продольные риски и другие дефекты; для посадочного гнезда (отверстия)

а) допускаемое отклонение по Н8;

б) шероховатость поверхности не ниже $R_a 2,5$.

Для монтажа манжеты необходимо предусматривать заходную фаску 15° (рис. 5.37). Рабочая кромка манжеты при снятой пружине должна без зазора прилегать к валу по всей окружности. К рабочей кромке манжеты должен быть обеспечен доступ смазки.

При запыленности внешней среды перед манжетой необходимо устанавливать защитные устройства (отражатели, уплотнения с кольцевыми проточками, лабиринтные уплотнения и др.).

Для предохранения манжеты от выворачивания при перепаде давления более 5 Н/см^2 , а также при сборке и работе рекомендуется применять конусный упор 1 (рис. 5.37), и для защиты вала от износа рекомендуется устанавливать втулку 2.

Размеры уплотнений манжетных резиновых приведены в табл. 5.13.

Размеры крышек под уплотнения манжетные резиновые приведены в табл. 5.14.

5.2.6.4. Войлочные уплотнения

Кольца войлочных уплотнений изготавливаются из войлока грубошерстного по ГОСТ 6418-81, полугрубошерстного по ГОСТ 6308-71 и предназначены для работы при окружной скорости поверхности шейки вала не более 2-3 м/с; тонкошерстного войлока и предназначены для работы при окружной скорости поверхности шейки вала не более 5 м/с.

Твердость шейки вала рекомендуют не менее 45 HRC.

Войлочные уплотнения не рекомендуют применять в ответственных конструкциях и в условиях повышенной загрязнен-

Таблица 5.15

Размеры войлочных уплотнений и канавок для них, мм

Проточка				Кольцо				
d	d ₁	D	b	S _{min}		d ₂	D ₁	b ₁
				Сталь	Чугун			
20	21	31	3	10	13	19	30	3,5
22	23	33	3			21	32	3,5
25	26	38	4			24	37	5,0
28	29	41				27	20	
30	31	43				29	42	
32	33	45				31	44	
35	36	48				34	47	
38	39	51				37	50	
40	41	53				39	52	
42	43	55				41	51	
45	46	58		44	57			
48	49	61		47	60			
50	51	67	5	12	15	49	66	6,0
52	53	69				51	68	
55	56	72				54	71	
58	59	75				57	74	
60	61	77				59	76	
62	63	79				61	78	
65	66	82				64	81	
68	69	85				67	84	
70	71	89				69	88	
72	73	91				6	71	
75	76	94	74	93				
78	79	97	77	96				

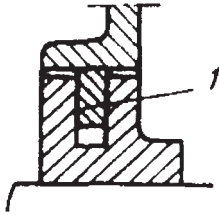


Рис. 5.38. Уплотнения из латунных колец

ности окружающей среды; при наличии избыточного давления с одной из сторон кольца и при температурах свыше 90°C .

При работе войлочных уплотнений в среде, вызывающей повышенный износ валов, рекомендуется устанавливать на вал защитные втулки диаметром d (табл. 5.15).

При работе в сильно загрязненной, пыльной и влажной среде рекомендуется применять войлочные кольца в сочетании с уплотнениями с кольцевыми проточками и с лабиринтными уплотнениями.

Контактные уплотнения в виде колец из войлока или фетра (табл. 5.15) перед укладкой в расточку в крышке пропитывают маслом, нагретым до $80-90^{\circ}\text{C}$.

Войлочные уплотнения более эффективны при консистентной смазке; допустимая температура – от -50 до 120°C .

5.2.6.5. Уплотнение кольцами из латуни, текстолита и графита

При обильной смазке применяются уплотнения из латунных колец 1 типа поршневых (рис. 5.38).

Каждое кольцо закладывается в паз и силой упругости материала прижимается наружной поверхностью к сопряженной детали. В зависимости от интенсивности разбрызгивания масла в картере, устанавливают от одного до четырех уплотнительных колец.

К подобным же уплотнениям относятся текстолитовые кольца или кольца из прессованного графита, состоящие из двух-трех частей, вставленных в крышку подшипника и прижатых к валу пружинами (рис. 5.39).

Давление кольца на вал не должно превышать $5-6 \text{ Н/см}^2$.

Уплотнения из графита могут работать при окружной скорости до 60 м/с и температуре до 360° и допускают давление до 320 Н/см^2 .

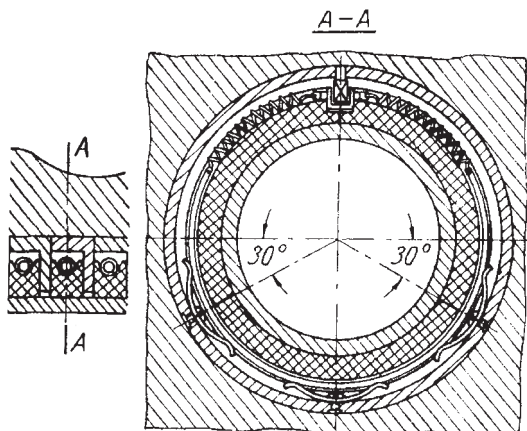


Рис. 5.39. Уплотнение, состоящее из графитовых или текстолитовых разъемных колец

5.2.6.6. Уплотнение центробежного типа

Защитные кольца на внешней поверхности (рис. 5.40) имеют ребро треугольного сечения и вращаются вместе с валом. При этом вытекающее из подшипника масло отбрасывается центробежной силой на стенку корпуса и возвращается в подшипник. Размеры этих колец приведены в табл. 5.16.

Для предотвращения вытекания смазочного материала из корпуса редуктора или выноса его в виде масляного тумана и брызг применяют различные уплотняющие материалы и уст-

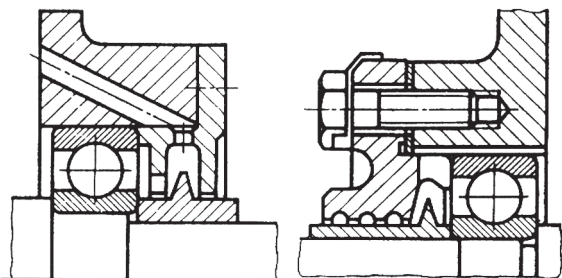


Рис. 5.40. Защитные уплотнения центробежного типа

Т а б л и ц а 5.16

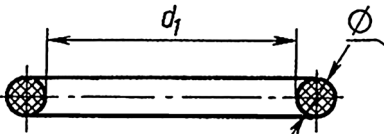
Размеры центробежных колец

d	D	D ₁	B	b	d ₁	l	c	d	D	D ₁	B	b	d ₁	l	c
30	46	65	14	3	M6	6	1	140	165	200	19	5	M6	7	1,5
35	52	75	14	3	M6	6	1	150	175	210	19	5	M6	7	1,5
40	58	85	14	3	M6	6	1	160	185	220	19	5	M6	7	1,5
45	65	92	14	3	M6	6	1	170	195	230	19	5	M6	7	1,5
50	70	100	16	4	M6	6	1,5	180	205	240	19	5	M6	7	1,5
55	75	105	16	4	M6	6	1,5	190	215	250	19	5	M6	7	1,5
60	80	110	16	4	M6	6	1,5	200	230	270	22	6	M8	8	2
65	85	115	16	4	M6	6	1,5	220	250	290	22	6	M8	8	2
70	90	120	16	4	M6	6	1,5	240	270	310	22	6	M8	8	2

ройства. Разъемы составных корпусов герметизируют специальными мазями, наносимыми на плоскости разъема перед сборкой корпуса. Во фланцевых соединениях, когда положение фланца не определяет осевой зазор в подшипниковом узле, могут применяться также мягкие листовые прокладочные материалы.

Т а б л и ц а 5.17

Кольца резиновые уплотнительные круглого сечения, мм (ГОСТ 9833-73)

					
Сечение кольца Ш					
Ш2,5	Ш3	Ш3,6	Ш4,6	Ш5,8	Ш8,5
d ₁ ном					
25,5	44,0	84,5	105,0	162,0	211,5
26,5	49,0	86,5	108,0	167,0	216,5
27,5	50,0	87,5	110,0	172,0	221,0
28,5	54,0	88,5	112,0	177,0	226,0
29,5	55,0	90,5	115,0	182,0	231,0
31,0	58,0	92,0	118,0	187,0	236,0
33,0	59,0	93,0	120,0	191,5	241,0
35,0	62,0	94,0	122,5	196,5	245,5

В настоящее время для герметизации фланцевых соединений широко применяют уплотнения в виде резиновых колец круглого сечения (табл. 5.17).

5.2.6.7. Уплотнение круглым кольцом

Для герметизации стыков типа фланец-корпус с центровочным буртом применяют установки колец в канавку (табл. 5.18, б), в торец (табл. 5.18, в) и в фаску (табл. 5.18, г). Установка колец в канавку занимает больше места в осевом направлении, но удобна при совмещении с регулировочными прокладками между фланцем и корпусом для осевого зазора, поскольку в этом случае изменение толщины прокладок не связано с деформацией сечения кольца, которым производится уплотнение по посадочной поверхности. Размеры установочных мест под резиновые уплотнительные кольца круглого сечения приведе-

Таблица 5.18

Размеры сечений круглых колец и установочных мест для них, мм

Размеры	Диаметр кольца, d, мм			
	2,5	3,0	3,6	4,6
D	24-54	25-100	28-205	36-260
b	3,6	4,0	4,7	5,6
h	1,85	2,35	2,8	3,7
c	2,0	2,0	2,5	2,5
a	3,5	4,5	5,0	6,0
e	1,85	2,2	2,6	3,3
M	3,3	4,2	5,0	7,2

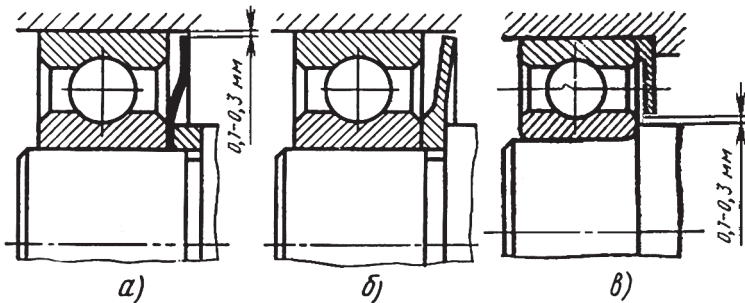


Рис. 5.41. Внутренние уплотняющие устройства для подшипников:
 а и б – подвижные маслоотражательные кольца;
 в – неподвижное мазеудерживающее кольцо

ны в табл. 5.18. Эти же кольца можно применять для уплотнения плоских стыков (не обязательно круговых). Для этого на одной из соединяемых деталей должна быть выполнена канавка. Примеры кругового уплотнения кольцами приведены в табл. 5.18.

5.2.6.8. Защита подшипников

Для защиты подшипника от обильной жидкой смазки и от попадания в них продуктов износа применяют защитные шайбы (рис. 5.41; а, б).

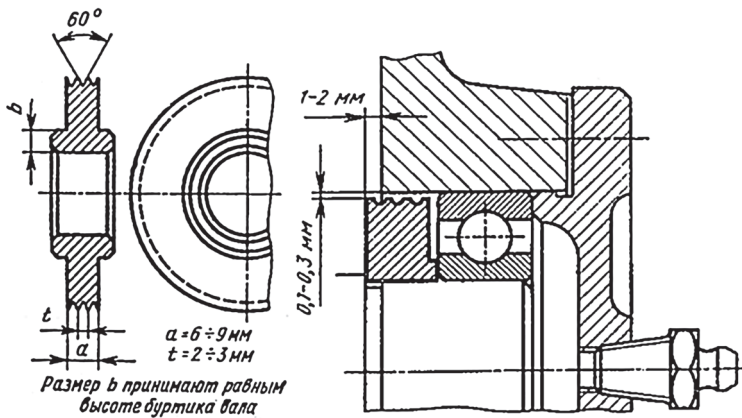


Рис. 5.42. Щелевое подвижное уплотнение с проточками

На рис. 5.42 показано щелевое маслоотражающее подвижное уплотнение – диск с проточками для отделения консистентной смазки подшипника от жидкой смазки, применяемой для смазки зубчатого зацепления. Диск с буртиком b , равным заплечу, имеет 2-4 канавки треугольного профиля и наружный диаметр на 0,1-0,2 мм меньше наружного посадочного диаметра подшипника. Диск устанавливается так, чтобы его торец выступал из посадочного

Таблица 5.19

Уплотнительные торцовые (маслоотражающие) кольца

Диаметры подшипника		Общие размеры		Исполнение I			Исполнение II			
d	D	s	h	D ₁	d	d ₁	d ₂	D	D ₂	
20	47	0,3	2	41,2	20	29	25,7	47	37	
	52			44,8		33	27,2		52	40
25	52		2,5	47	25	36	31,5	52	42	
	62			54,8		40	32,2		62	47
30	62		0,5	2,5	56,2	30	44	36,3	62	47
	72				64,8		48	37,2		72
35	72			3,5	64,8	35	48	43	72	56
	80				70,7		54	45		80
40	140				127,5		100	72,5	140	110

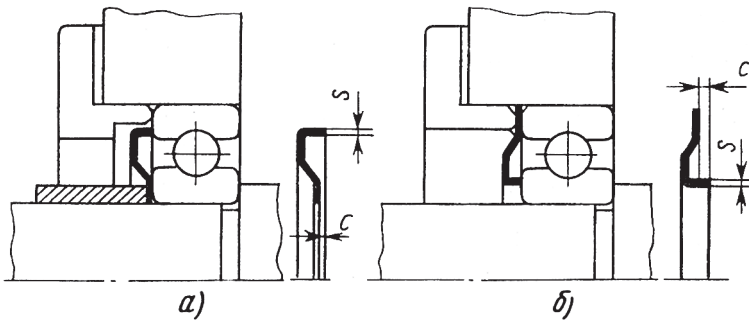


Рис. 5.43. Торцовые уплотнения:
а – исполнение I; б – исполнение II

отверстия на 1-2 мм. К данной группе уплотнений относят также уплотнения с защитными неподвижными шайбами (рис. 5.41, в).

5.2.6.9. Торцовые уплотнения

Торцовые уплотнения применяют при жидкой смазке. Торцовой частью (рис. 5.43) толщиной 0,5...0,6 мм уплотнение прижимается к торцу кольца подшипника и предохраняет подшипник от попадания продуктов износа и загрязнений и от вытекания масла. Размеры уплотнений приведены в табл. 5.19, где исполнение I предназначено для закрепления на валу, а исполнение II – для закрепления в корпусе.

5.2.7. Крепление стаканов и крышек подшипников

В крышках кроме отверстий для крепежных винтов часто предусматривают два диаметрально расположенных резьбовых отверстия под отжимные винты для удобства разборки узла. При помощи винтов, ввертываемых в эти отверстия, крышки можно легко снять с корпусной детали.

В коробках скоростей не допускают, чтобы головки винтов выступали над поверхностью детали, которыми она крепится.

Это обуславливается требованиями техники безопасности, удобством ухода за станком и стремлением создать наи-

лучший внешний вид узла. По этим причинам крышки подшипников крепятся к корпусу винтами с цилиндрическими головками, утопленными во фланце (крепление впотай). Крышки, не воспринимающие нагрузки, допускается изготавливать из пластмассы.

5.2.7.1. Определение необходимой длины винта и глубины резьбового отверстия

Стаканы совместно с крышками подшипников или отдельно крышки подшипников обычно крепятся к корпусным деталям

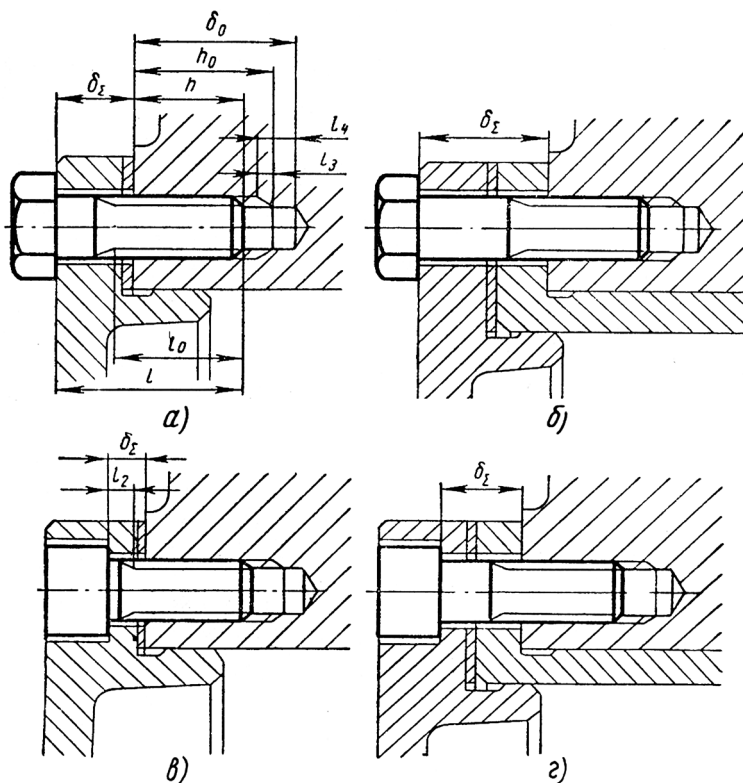


Рис. 5.44. Крепление крышек подшипников (а, в) и крепление крышек подшипников со стаканами (б, г) к корпусным деталям

лям болтами с шестигранной головкой или винтами с цилиндрической головкой впотай.

Длину резьбы винтов и глубину нарезания резьбы в отверстиях определяют с учетом сбегов и недорезов резьбы.

На стержне винта недорез резьбы образуется в результате того, что при нарезании резьбы плашка упирается в головку винта и в результате резьба получается недорезанной на величину ℓ_2 (рис. 5.44, в), в которую включается 1...2 витка резьбы с неполным профилем – сбег.

При нарезании резьбы в несквозном отверстии корпуса метчик не сможет нарезать резьбу до дна отверстия потому, что у метчика передняя часть выполнена конусом со срезаемыми нитками резьбы для захода в отверстие. В результате при достижении метчиком дна отверстия часть его будет без резьбы – недорез ℓ_4 , который будет включать часть с неполной резьбой – сбег ℓ_3 (рис. 5.44, а). Величина недореза и сбега в отверстии в зависимости от шага резьбы приведена в табл. 5.21.

5.2.7.2. Размеры винта

1. Для обеспечения прочности соединения экспертно установлена зависимость необходимой проектной глубины $h_{пр}$ завинчивания в тело корпусной детали от диаметра стержня винта:

$$h_{пр} = k_d d,$$

где $k_d = h/d$ – относительная глубина завинчивания, которую принимают по табл. 5.20; d – диаметр винта.

2. Находят проектную, предварительную, длину стержня винта:

Т а б л и ц а 5.20

Глубина завинчивания винта в корпусную деталь

Материал винта, шпильки – сталь (σ_B , Н/мм ²)	Величина k_d при материале корпуса				
	сталь	дюралюминий	бронза	чугун	силумин
400...500	0,8...0,9	0,8...0,9	1,2...1,3	1,3...1,4	1,4...2,0
900...1000	1,6...2,0	1,6...2,0	1,8...2,2	2,0...2,5	2,0...2,5

$$\ell_{\text{пр}} = h_{\text{пр}} + \delta_{\Sigma},$$

где δ_{Σ} – суммарная толщина прикрепляемых к корпусу деталей, которая зависит от типа винта, наличия и типа стакана и наличия прокладки (рис. 5.44).

Расчетное значение $\ell_{\text{пр}}$ округляют в большую сторону до стандартного для данного типа и размера винта и получают фактическую длину винта – ℓ .

3. Уточняют значение глубины завинчивания винта:

$$h = \ell - \delta_{\Sigma}.$$

4. Проверяют достаточность резьбы на винте по условию:

$$\ell_0 - h > 2S$$

или

$$\ell_0 - h > 1,2\ell_2,$$

где ℓ_0 – длина нарезанной части винта, которую принимают по таблице для соответствующего винта; S – шаг резьбы; ℓ_2 – недорез (учитываемый при $\ell_0 \approx \ell$) (рис. 5.44, в).

Значения ℓ_2 принимают по табл. 5.21.

5. Определяют глубину нарезания резьбы в корпусе (рис. 5.44, а):

$$h_{\text{опр}} = h + (1,2 \dots 1,5)\ell_3,$$

Т а б л и ц а 5.21

Сбеги и недорезы резьбы, мм

Шаг резьбы, S	Винт		Отверстие	
	недорез	сбег	сбег	недорез
	ℓ_2	ℓ_3	ℓ_3	ℓ_4
1,0	3,0	2,7	2,7	4,0
1,25	4,0	3,3	3,3	5,0
1,5	4,0	4,0	4,0	6,0
1,75	4,0	4,7	4,7	7,0
2,0	5,0	5,5	5,5	8,0
2,5	6,0	7,0	7,0	10,0

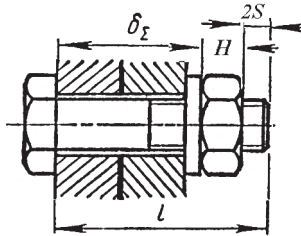


Рис. 5.45. Определение необходимой длины болта для скрепления деталей

где l_3 – сбеги резьбы, принимают по табл. 5.21.

Расчетное значение $h_{\text{опр}}$ округляют в большую сторону до стандартного значения h_0 .

Определяют глубину сверления под резьбу:

$$\delta_{\text{опр}} = h_0 + l_4 - l_3.$$

Расчетное значение $\delta_{\text{опр}}$ округляют в большую сторону до стандартного значения δ_0 .

При применении шпильки или болта с гайкой для скрепления деталей (рис. 5.45) расчет выполняется аналогично расчету для винта с уточнением:

$$l = \delta_{\Sigma} + H + 2S,$$

где l – длина стержня болта; δ_{Σ} – суммарная толщина скрепляемых деталей; S – шаг резьбы.

Выступающая часть болта или шпильки над гайкой должна быть не более двух шагов резьбы.

5.2.8. Установка зазоров в подшипниках

При установке сборочных единиц с подшипниками качения в корпусную деталь (корпус редуктора) необходимо предусматривать создание зазоров, обеспечивающих свободное, без защемления шариков или роликов, вращение подшипников. Следует учитывать, что при работе от выделяющегося тепла происходит расширение внутреннего кольца подшип-

ника и сжатие его наружного кольца, в результате чего при слишком плотной посадке подшипника на вал и в корпус шарики или ролики могут защемляться и подшипник быстро изнашивается или разрушится. Чрезмерный зазор в посадочных местах также ухудшает работу подшипника: кольца его начинают проскальзывать, вызывая износ посадочных поверхностей и вибрацию механизма. Принято устанавливать подшипник так, чтобы кольцо подшипника, которое установлено во вращающейся детали (шкив с наружным кольцом подшипника или шип вала с внутренним кольцом), было установлено по неподвижной посадке (с небольшим натягом), а противоположное кольцо должно быть установлено по переходной или скользящей посадке так, чтобы имела возможность этому кольцу самоустанавливаться по неподвижно закрепленному кольцу с тем, чтобы образовывался равномерный зазор для тел качения, т.е. кольцо должно иметь возможность смещаться в осевом направлении и проворачиваться относительно места установки.

Для обеспечения зазоров, осевой игры, в конструкции подшипникового узла необходимо предусматривать возможность создания и регулировки зазоров. Для этого используют возможность поворота на определенный угол поджимающей подшипник гайки, изменение количества прокладок между тор-

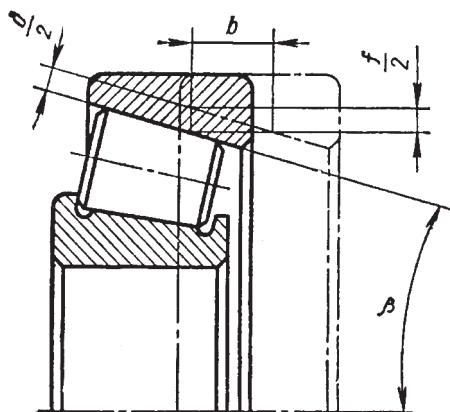


Рис. 5.46. Определение осевых и радиальных зазоров в подшипниках

Т а б л и ц а 5.22

Величины осевых зазоров для подшипников

Осевой зазор для конических роликоподшипников, мкм						Осевой зазор для радиально-упорных шарикоподшипников, мкм					
диаметр отверстия подшипника, мм		допустимые пределы осевого зазора при угле контакта β				диаметр отверстия подшипника, мм		допустимые пределы осевого зазора при угле контакта β			
		до 16°		25-29 $^\circ$				12 $^\circ$		26-35 $^\circ$	
св.	до	наим.	наиб.	наим.	наиб.	св.	до	наим.	наиб.	наим.	наиб.
-	30	20	80	20	40	-	30	30	60	20	30
30	50	40	110	20	50	30	50	30	80	20	40
50	80	60	140	30	60	50	80	40	100	30	50
80	120	80	170	40	70	80	120	50	120	30	60
120	180	110	220	50	90	120	180	80	180	40	80

цом корпуса и фланцем крышки (рис. 5.46), подшлифовку торцов проставочных колец для изменения размера и др.

Например, для нормальной работы конического роликового подшипника должны быть предусмотрены зазоры в осевом и радиальном направлениях (рис. 5.46).

Осевые и радиальные зазоры в радиально-упорных шарикоподшипниках и в конических роликоподшипниках связаны между собой зависимостью (рис. 5.46):

$$b = \frac{\delta}{2 \sin \beta} = \frac{f}{2 \operatorname{tg} \beta},$$

где b – осевой зазор; f – радиальный зазор; δ – зазор в нормальном сечении.

Осевой зазор следует регулировать очень тщательно, так как от него зависят долговечность подшипников и точность вращения вала (табл. 5.22).

5.2.9. Выбор способов смазки и смазки для подшипников качения

Смазку подшипников качения в редукторах общего назначения и других механизмах промышленного оборудования осуществляют жидкими маслами и консистентными пластичными мазями. Наиболее благоприятные условия для работы подшипников при окру-

ной скорости шейки вала $v > 5$ м/с обеспечивают жидкие масла. Преимущества их заключаются в высокой стабильности, меньшем сопротивлении вращению, способности отводить теплоту и очищать подшипник от продуктов износа. Жидкая смазка более эффективна в отношении уменьшения потерь на трение и охлаждение подшипника. При смазке подшипников масляной ванной уровень масла во избежание повышенных потерь мощности должен быть не выше центра нижнего шарика или ролика (рис. 5.33).

На практике подшипники стремятся смазывать тем же маслом, которым осуществляется смазывание деталей передач механизма.

При смазке подшипников разбрызгиванием из масляной ванны, обычно расположенной ниже подшипников, масло захватывается и разбрызгивается одним из быстро вращающихся колес или закрепленным на быстроходном валу кольцом с лопастями (крыльчаткой) или специальными шестернями, дисками.

Подачу жидкого масла к подшипникам качения горизонтальных валов осуществляют при частоте вращения $n < 10000$ мин⁻¹ масляной ванной или разбрызгиванием, а к быстроходным валам – масляным туманом или капельной смазкой. Туман получается от распыления масла инжекторами (по принципу пульверизатора). Такая смазка обеспечивает хорошее охлаждение подшипников, а избыточное давление препятствует проникновению в подшипник пыли.

Т а б л и ц а 5.23

Масла, применяемые для подшипников качения

Окружная скорость шейки вала, v (м/сек)	Рабочая температура масла (°C)*				
	до 30	30...60	60...80	80...100	свыше 100
	Кинематическая вязкость масла, 10 ⁻² см ² /сек				
до 0,5	38	76	114	8**	10**
0,5-1,5	38	53	76	167	8**
1,5-3	26,6	45,6	76	114	167
3-5	16	38	53	76	114
5-8	12	26,6	38	76	114
свыше 8	7	16	26,6	45,6	10

Примечания:
* Для температур ниже +5°C применяют легкоплавкие масла; для температур свыше 70°C применяют И-40А, И-50А или цилиндрическое масло.
** Вязкость указана при температуре 100°C.

Жидкое масло легче заменить без разборки узла. Недостаток жидких масел заключается в том, что необходимо применять сложные по конструкции уплотнения.

При окружной скорости шейки вала $v < 5$ м/с или когда по тем или иным причинам для подшипников нельзя использовать масло, которым смазывают передачи, то смазывание их производят индивидуально пластичными мазями (табл. 5.23).

Пластичные смазки лучше, чем жидкие масла, защищают подшипник от коррозии, особенно при длительных перерывах в работе. Для их удержания в подшипнике и корпусе не требуются сложные уплотнения. При выборе пластичной смазки учитывают рабочую температуру подшипникового узла и наличие в окружающей среде влаги. В узлах с интенсивным тепловыделением пластичные смазки не применяют из-за недостаточного отвода теплоты от трущихся поверхностей.

Консистентные мази закладывают в камеры корпусов подшипников на $1/3 \div 2/3$ их свободного объема и периодически восполняют.

5.2.9.1. Жидкие смазочные материалы для подшипниковых узлов

Жидкие смазочные материалы (минеральные масла) получают из мазутов – остатков первичной переработки нефти. После перегонки мазута под вакуумом и очистки масла приобретают необходимые эксплуатационные свойства, в частности стабильность против окислительного действия кислорода воздуха. Улучшение отдельных сортов и марок минеральных масел, применяемых для смазки подшипников качения, достигается добавлением в небольших количествах (от 0,01 до 10%) различных химических соединений – присадок. Присадки уменьшают изнашивание рабочих поверхностей качения, снижают потери на трение и усиливают смазочные свойства масел (особенно в подшипниках, работающих с большими нагрузками, так как прочность масляной пленки в зоне контакта поверхностей качения является в этих случаях одним из основных условий нормальной работы механизма). Применяют присадки также для повышения вязкости и улучшения вязкостно-температурных свойств масел, для тяжело нагруженных механизмов, работающих в условиях

большого перепада температур, для улучшения подвижности масел при низких температурах, для большей устойчивости против действия кислорода воздуха, для работы при повышенных температурах.

Минеральные масла более стабильны, чем пластичные смазки; их можно применять при более высокой частоте вращения (в частности, для систем смазки с помощью масляного тумана и впрыскивания в опорах с высокоскоростными подшипниками качения), они могут в течение длительного времени работать при высоких температурах, не теряя при этом смазочных свойств. Минеральные масла употребляются при весьма низких температурах, не проявляя склонности к заметному загустению и не вызывая больших энергетических потерь мощности двигателя на перемешивание. Минеральные масла по сравнению с пластичными смазками обладают значительно меньшим внутренним трением, что обуславливает возможность их применения в высокоточных приборах, чувствительных к повышенному трению в опорах, обеспечивают возможность полной смены смазки без разборки подшипникового узла, позволяют применять системы циркуляционной подачи.

5.2.9.2. Пластичные смазки для подшипников качения

5.2.9.2.1. Рекомендации по применению основных типов пластичных смазок

Смазки общего назначения для средних температур

Солидол синтетический по ГОСТ 4366-76*. Коричневая мазь, состоящая из индустриального или веретенного масла, загущенного гидратированными кальциевыми мылами синтетических жирных кислот. Водостоек и достаточно хорошо сохраняет стабильность при хранении. Используется в подшипниковых узлах машин и механизмов различного назначения. В тяжело нагруженных опорах сохраняет работоспособность при температуре до 50°C. При температуре выше 65-70°C смазка необратимо распадается.

Солидол С – наиболее распространенный сорт пластичной смазки. Применяется в качестве летней и зимней смазки подшипников в механизмах общего назначения, транспорта, сель-

скохозяйственной техники. Недостаток смазки – ограниченная механическая стабильность.

Пресс-солидол обладает лучшими низкотемпературными свойствами по сравнению с солидолом С, но имеет меньший предел прочности на сдвиг при 50°С.

Солидол жировой (универсальный среднеплавкий УС) по ГОСТ 1033-79. Желтая или коричневая мазь, изготовленная из индустриальных масел, загущенных кальциевыми мылами жирных кислот. По основным характеристикам близок к синтетическим, но обладает несколько лучшими вязкостно-температурными характеристиками.

Солидолы УС-1 и УС-2 по своим свойствам и области применения соответствуют синтетическим пресс-солидолу С и солидолу С.

Смазки общего назначения для повышенных температур (натриевые и кальциево-натриевые)

Работоспособны при 100-115°С, но ввиду склонности к термоупрочнению их рекомендуют применять при температуре не выше 100°С. Общий недостаток смазки этого типа – растворимость в воде. Выпускаемые промышленностью натриевые смазки близки друг к другу по составу и основным свойствам и, следовательно, взаимозаменяемы.

Консталин жировой (универсальный тугоплавкий УТ) по ГОСТ 1957-73*. Желтая или светло-коричневая мазь с мелкозернистой или слаболокнистой структурой. По составу отличается отсутствием кальциевого мыла. Применяется для смазки подшипников качения, работающих при температуре до 120°С. Консталины УТ-1 и УТ-2 незначительно отличаются друг от друга и практически взаимозаменяемы.

Смазка автомобильная по ГОСТ 9432-60*. Желтая или коричневая мазь, изготовленная из масла индустриального И-12 загущенного натриево-кальциевыми мылами синтетических жирных кислот с добавлением сульфата натрия, для снижения склонности смазки к термоупрочнению. Смазка имеет улучшенные низкотемпературные свойства, почти нерастворима в воде, но при длительном пребывании во влажной среде выделяет эмульсию. Благодаря пониженной вязкости при обычных температурных условиях лучше смазывает поверхности качения подшипника. Стабильна при хранении.

Смазки общего назначения для повышенных температур (литиевые)

Применяются (как и натриевые и натриево-кальциевые смазки) при повышенных рабочих температурах (до 120°C), при контакте с водой. Не рекомендуют применять при температурах ниже -40°C.

Смазка ВНИИ НП-242 по ГОСТ 18142-80. Мягкая черная мазь, изготовленная из масла индустриального 50, загущенного литиевым мылом стеариновой кислоты с добавлением дисульфида молибдена. Используется для смазки подшипников электродвигателей.

Смазка ЭШ-176 по ТУ 38 10196-70. Изготавливается из смеси масел веретенного АУ и МС-20, загущенной литиевым, цинковым и свинцовым мылами жирных кислот и касторового масла. Недостаточно морозостойка. Применяется для смазки подшипников электродвигателей.

Смазки многоцелевые (универсальные)

Пригодны для использования в широком диапазоне скоростей, температур и нагрузок. Практически их могут применять взамен почти всех подшипниковых смазок (кальциевых, натриевых, натриево-кальциевых и литиевых). Водостойки (нерастворимы даже в кипящей воде). Обладают хорошими консервационными свойствами.

Литол-24 по ГОСТ 21150-87. Мягкая мазь вишневого цвета, изготовленная из масел, загущенных литиевым мылом. Водостойка, механически стабильна в течение длительного времени работы. Используют в подшипниковых узлах автотранспорта, электрооборудования и т. д.

Фиол-1, Фиол-2, Фиол-3, Фиол-2М по ТУ 38-1-01-283-75. Смесь масел веретенного АУ и индустриального, загущенная литиевым мылом. По своим свойствам и области использования смазка Фиол-2М схожа с Литол-24, но обладает повышенной морозостойкостью и имеет улучшенные противозадирные свойства.

Смазки высокотемпературные

Смазки сохраняют свою работоспособность при максимальной температуре до 250°C. Изготавливаются из дефицитных син-

тетических масел и специальных загустителей, поэтому нерационально их использование в тех случаях, когда можно применить смазки обычных типов.

Униол-1 по ТУ 201150-73. Мягкая коричневая мазь, изготовленная из масла МС-20, загущенного комплексным кальциевым мылом синтетических жирных кислот. Обладает хорошей коллоидной стабильностью. Применяется в тяжело нагруженных опорах механизмов металлургического оборудования, в шарнирах карданных валов. Обладает хорошими противозадирными свойствами. Недостаток смазки – склонность к упрочнению и гигроскопичность (поэтому она должна храниться в герметичной таре).

Смазка ЦИАТИМ-221 по ГОСТ 9433-80. Мягкая мазь белого или светло-серого цвета, изготовленная из полисилоксановой жидкости, загущенной комплексным кальциевым мылом стеариновой и уксусной кислот. Обладает хорошими низкотемпературными свойствами, нерастворима в воде. Гигроскопична: при поглощении воды из влажного воздуха уплотняется, а ее эксплуатационные свойства снижаются. Обладает плохими противоизносными свойствами, поэтому не рекомендуется для смазки тяжело нагруженных подшипников, работающих со значительными потерями на трение скольжения (радиальных игольчатых бесшариковых, упорных с цилиндрическими и коническими роликами). Химически смазка весьма стабильна и инертна по отношению к резине: в этом ее преимущество при использовании в опорах с резиновыми контактными уплотнениями. Обладает удовлетворительной коллоидной стабильностью и незначительной испаряемостью. Смазка способна длительное время сохранять свои эксплуатационные свойства, поэтому ее рекомендуют для опор механизмов периодического действия, а также для опор, работающих в течение длительного времени без смены и пополнения смазки. Применяется также для подшипниковых опор самолетов, электродвигателей.

Смазка ВНИИ НП-207 по ГОСТ 19774-74*. Мягкая коричневая мазь, изготовленная из смеси кремнийорганической смазки и синтетического углеводородного масла, загущенной комплексным кальциевым мылом синтетических жирных кислот. По своим свойствам близка к смазке ЦИАТИМ-221, существенно превосходит ее по сроку службы в опорах с подшипниками качения (в течение 1000-3000 ч сохраняет работоспособность при 1000 об/мин), но имеет худшую морозостойкость.

Смазка ВНИИ НП-221 по ТУ 38-1-01-173-71. Мягкая мазь черного цвета, изготовленная из полисилоксановой жидкости, загущенной сажой. Работоспособна при 250°С, но при длительном нагреве происходят ее термоупрочнение и ухудшение механической стабильности вплоть до полного разжижения при перемешивании. Имеет хорошую морозостойкость (работоспособна при температуре до -60°С) и высокие противозадирные свойства. Рекомендуют для тихоходных подшипниковых опор с тщательной герметизацией узла для защиты от утечек.

Смазка ВНИИ НП-246 по ГОСТ 18852 -73. Очень мягкая синяя мазь, изготовленная из полисилоксановой жидкости, загущенной пигментом. Обладает высокой термической стабильностью, сохраняет работоспособность при 200°С (с кратковременным перегревом до 250°С). Имеет хорошую морозостойкость – до -80°С, может применяться в высоком вакууме и при высокой частоте вращения. Имеет малый предел прочности при 20°С, поэтому применяют в малонагруженных опорах.

Смазка ПФМС-46 по МРТУ 602-531-68. Плотная черная паста – смесь полисилоксановой жидкости с коллоидно-графитовым препаратом. Обладает высокими противозадирными свойствами, поэтому рекомендуют для подшипников качения, работающих с большими потерями на трение. Основные свойства и область применения те же, что и для смазки ВНИИ НП-221.

Графитол по ТУ 38-2-01-172-74. Мягкая черная мазь, изготовленная из масла МС-20, загущенного силикагелем и окисью алюминия с добавлением графита. Обладает хорошими противозадирными свойствами, работоспособен при широком диапазоне температур. Применяют для высокотемпературных опор, для смазки шарнирных подшипников.

Силикон по ТУ 38 УССР 201149-73. Изготавливается из полисилоксановой жидкости, загущенной силикагелем с добавлением касторового масла. Имеет хорошие противоизносные свойства, удовлетворительную водостойкость. Применяется для смазки малонагруженных подшипников высокотемпературных опор.

Смазки низкотемпературные

Предназначены для работы в условиях низких температур (до -60°С).

Смазка ЦИАТИМ-201 по ГОСТ 6267-74. Мягкая желтая или светло-коричневая мазь, изготовленная из приборного масла МВП, загущенного литиевым мылом стеариновой кислоты. Наиболее распространенная низкотемпературная смазка подшипниковых опор. Достаточно водостойка. Имеет относительно низкую коллоидную стабильность. Не рекомендуется для применения в тяжело нагруженных опорах, так как при механическом воздействии снижаются ее предел прочности и вязкость. Используется в радиальных шарикоподшипниках с двумя защитными шайбами типа 80000.

Смазка ЦИАТИМ-203 по ГОСТ 8773-73. Темно-коричневая мазь, изготовленная из трансформаторного масла, загущенного литиевым мылом. Работоспособность смазки при нормальных температурах ниже, чем у ЦИАТИМ-202. Благодаря лучшим низкотемпературным свойствам широко употребляются в подъемно-транспортном оборудовании, электродвигателях, работающих на открытом воздухе.

Смазка МС-70 по ГОСТ 9762-76. Коричневая мазь, изготовленная загущением приборного масла МВП бариевым и алюминиевым мылами стеариновой кислоты. Обладает хорошими низкотемпературными свойствами, высокой водостойкостью. Предназначена для механизмов, непосредственно соприкасающихся с морской водой, но применяется и для смазки подшипников наземного оборудования в тех случаях, когда требуются хорошие низкотемпературные свойства и высокая защитная способность.

Смазки для электромеханических приборов

Смазка ОКБ-122-7 по ГОСТ 18179-72. Коричневая мазь, изготовленная из смеси этилсиликосановой жидкости и масла МС-14, загущенной церезином и литиевым мылом стеариновой кислоты. Обладает вполне удовлетворительной водостойкостью, защитными свойствами, коллоидной и химической стабильностью. Используется для периодической смазки приборов и механизмов, причем интервал между сменой смазки может достигать 10 лет. Имеет хорошие консервационные свойства.

Смазка ЦИАТИМ-202 по ГОСТ 11110-75. Мягкая желтая или светло-коричневая мазь, изготовленная из смеси масел трансформаторного и авиационного МС-14, загущенной литиевыми

мылами жирных кислот. Близка по своим эксплуатационным характеристикам к смазке ЦИАТИМ-201, но уступает ей по низкотемпературным свойствам. Имеет хорошую коллоидную стабильность, водостойкость, защитную способность.

Смазка ВНИИ НП-257 по ГОСТ 16105-70. Мягкая черная мазь, изготовленная из смеси полисилоксановой жидкости с эфиром, загущенная комплексным натриевым мылом стеариновой кислоты и нитрита натрия. Имеет хорошие низкотемпературные свойства. Недостаток смазки – растворимость в воде. Применяется для малонагруженных подшипников, в частности для работы в высоком вакууме.

Смазка ВНИИ НП-274 по ГОСТ 19337-73. Светлая мягкая мазь, состоящая из хлорсилоксановой жидкости, загущенной литиевым мылом оксистеариновой кислоты. Имеет хорошие низкотемпературные характеристики (сохраняет работоспособность до -80°C). Используется при высоком вакууме. Применяется для смазки шарикоподшипников, работающих с частотой вращения до 30000 мин^{-1} .

Гироскопические смазки

Смазка ВНИИ НП-228 по ТУ 38-1011144-88. Мягкая светлорыжеватая мазь, состоящая из смеси диоктилсебацата и масла МС-14, загущенного комплексным натриевым мылом стеариновой кислоты и нитрата натрия. Отличаются высокой степенью очистки. Используется главным образом для смазки подшипников роторов гироскопов. Работоспособна при частоте вращения до 60000 мин^{-1} .

Смазка ВНИИ НП-260 по ГОСТ 19832-74. Мягкая рыжеватая мазь. Состав, эксплуатационные характеристики и область применения в основном те же, что и у смазки ВНИИ НП-228, но имеет более высокий ресурс работы.

Смазки промышленные

Смазка СИОЛ по ТУ 38-101-52-74. Изготавливается из смеси масел промышленного и веретенного, загущенной гидроразбавленным силикагелем. Отличается высокой водостойкостью. Не рекомендуют для работы при температуре выше 130°C . Имеет посредственные консервационные свойства. Применяется в высокоскоростных подшипниках

электроверетен прядильных машин, для работы при частоте вращения до 16000 мин^{-1} без смены смазки в течение длительного времени.

Смазки железнодорожные

Смазка железнодорожная ЛЗ-ЦНИИ по ГОСТ 39791-74. Изготавливается из смеси масел веретенного и индустриального, загущенной натриевыми и кальциевыми мылами и касторового масла. Обладает повышенными противозадирными и противоизносными свойствами. Имеет низкую водостойкость, склонность к термоупрочнению. Работоспособна при низких температурах. Предпочтительна по сравнению с другими пластичными смазками для работы в радиальных подшипниках с короткими цилиндрическими роликами при восприятии бортами колец осевых нагрузок, в частности, в буксах подвижного состава.

Смазка для роликовых подшипников ЖРО по ТУ 32-ЦТ-520-73. Коричневая мазь, изготавливаемая из масла веретенного АУ, загущенного литиевым мылом стеариновой и олеиновой кислот. Водостойка. Обладает улучшенными противозадирными свойствами. Применяется в подшипниковых опорах букс локомотивов, обеспечивая их длительный пробег без смены смазки (3000-5000 тыс. км), тяговых электродвигателей.

Смазки специализированные автомобильные

Смазка ЛЗ-31 по ТУ 38-1011144-80. Изготавливается из синтетического масла, относящегося к классу сложных эфиров. Неводостойка. Благодаря хорошим вязкостно-температурным свойствам может применяться в широком интервале температур. Закладывается в герметизированные шарикоподшипники типа 80000 при их сборке на подшипниковом заводе. Применяется в выжимных подшипниках сцепления.

Смазка N 158 по ТУ 38-101320-72. Мягкая синяя мазь, изготавливаемая из масла МС-20, загущенного литиево-калиевыми мылами стеариновой кислоты и касторового масла. Работоспособна в течение длительного времени при температуре до $90-100^\circ\text{C}$, допускает кратковременный перегрев до 120°C ; имеет плохие низкотемпературные свойства. Применяется в электрооборудовании автомобилей, тракторов и сельскохозяйственных машин. Рекомендуется для смазки игольчатых под-

шипников, устанавливаемых в шарнирах карданных валов без замены в течение длительного времени.

5.2.9.2.2. Указания по выбору пластичной смазки

Необходимый объем пластичной смазки (см³) для заправки в подшипниковый узел:

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

где D_e – средний диаметр подшипника, мм; B – ширина радиального подшипника или высота упорного подшипника, мм; J – коэффициент заполнения, зависящий от внутреннего диаметра подшипника d (табл. 5.24).

Добавлять пластичную смазку по мере потери смазочных свойств некоторой ее части, непосредственно соприкасающейся с подшипником и увлекаемой им во вращение, можно шприцем (через пресс-масленки) или колпачковыми масленками (путем закладки в них свежих порций смазки и подачи ее завинчиванием крышки масленки).

Т а б л и ц а 5.24

Значения коэффициента заполнения

d, мм	40	40-100	100-130	130-160	160-200	>200
J	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0

Т а б л и ц а 5.25

Периодичность смены масел в картерах при работе подшипников качения

Емкость картеров, кг	Периодичность (в месяцах) между сменой масла в станках, работающих в условиях		Долив до требуемого уровня производится после количества дней работы
	нормальных	абразивной пыли или иной загрязненной среды	
До 10	4-4,5	3-3,5	5-6
10-50	5-6	3,5-4	5-6
Свыше 50	6-6,5	4-4,5	6-8
Для подшипников качения	6-6,5	4-4,5	8-10

Периодичность смены масел в картерах при работе подшипников качения – по табл. 5.25.

Количество периодически добавляемой пластичной смазки:

$$Q \approx 0,005D^2B,$$

где Q – количество смазки, добавляемой через отрезок времени h , ч; D – наружный диаметр подшипника, мм; B – ширина радиального или радиально-упорного подшипника или высота упорного подшипника, мм.

Излишнее количество смазки вызывает повышение температуры узла. Поэтому, если при соблюдении заданного режима подачи смазки наблюдается резкое повышение температуры, необходимо проверить сборку конструкции узла, не добавляя смазки.

Основные факторы, влияющие на выбор типа смазки

При выборе типа смазки для подшипникового узла необходимо учитывать следующие факторы.

1. *Размеры подшипника и частоту его вращения.* Для подшипников, работающих при окружных скоростях до 4-5 м/с, можно применять как жидкие, так и пластичные смазки. При больших окружных скоростях рекомендуются жидкие смазки. Чем выше окружная скорость, тем меньше должна быть вязкость жидкой смазки. Для пластичных смазок – чем выше окружная скорость, тем меньше должна быть консистенция смазки.

2. *Величину нагрузки, действующей на подшипник.* Устойчивость (прочность) масляной пленки минеральных масел повышается с увеличением их вязкости, а для смазок – с увеличением их консистенции. Поэтому чем выше нагрузка, тем большей вязкостью (консистенцией) должны обладать применяемые масла (смазки).

3. *Рабочую температуру подшипникового узла.* Вязкость (или консистенция) смазок с повышением температуры понижается. Для подшипников, работающих при низких температурах (ниже 0°C), следует выбирать жидкие смазки с точкой застывания на 15-20°C ниже рабочей температуры с минимальной вязкостью. Для подшипников, работающих при 70-80°C, жидкие смазки должны обладать повышенной вязкостью, а

пластичные – повышенной консистенцией. Для подшипников, работающих при температуре выше 70-80°C, следует применять жидкие смазки с наибольшей вязкостью.

4. *Состояние окружающей среды.* Для подшипников, работающих в среде, загрязненной вредными газами, парами и другими веществами, рекомендуется использовать пластичные смазки, учитывая при этом влияние окружающей скорости, температуры и др.

5.3. МУФТЫ

В машинах для передачи движения от одного механизма к другому, выполненных как самостоятельная сборочная единица (редуктор, вариатор, двигатель и т.п.), применяются устройства, которые соединяют входные и выходные валы и называются муфтами.

При соединении валов муфты могут выполнять и другие функции:

- соединять и разъединять валы;
- предохранять механизмы от поломок;
- компенсировать несовпадение осей по высоте и по углу;
- амортизировать вибрации и толчки;
- работать с механизмами с изменяющейся окружной скоростью и др.

В справочной и другой технической литературе, а также в каталогах, подробно представлены технические параметры муфт в зависимости от требуемых свойств и передаваемой нагрузки, элементы конструкции и технические требования, которые необходимо выполнять при монтаже и эксплуатации муфт.

Поэтому при проектировании механических приводных устройств и механизмов редко возникает необходимость разрабатывать конструкции муфт. Задача в большинстве случаев сводится к подбору муфты в соответствии с техническими требованиями.

Основным показателем при выборе муфты является номинальный диаметр соединяемых валов. Затем после выбора муфты может возникнуть необходимость в проверке ее, что связано с определением расчетного вращающего момента, частоты вращения и условий эксплуатации, а также, при необходимости, прочность соединительных деталей.

Основная характеристика при подборе муфты – T – передаваемый муфтой крутящий (номинальный) момент, $T_{\text{расч}}$ – момент, учитывающий наиболее тяжелые условия ее нагружения и называемый **расчетным крутящим моментом**, и $[T]$ – допускаемый крутящий момент, указанный в каталоге:

$$T_{\text{расч}} \geq kT \leq [T],$$

где $T = P/\omega$ – крутящий момент, передаваемый муфтой при установившемся режиме работы (номинальный момент), определяемый по мощности P и угловой скорости ω ; k – коэффициент динамичности или режима работы (перегрузки), учитывающий дополнительные динамические нагрузки на муфту; его значение зависит от рода приводного двигателя и назначения рабочей машины. Для привода от электродвигателя принимают: при спокойной нагрузке $k=1,15 \dots 1,4$; при переменной нагрузке $k=1,5 \dots 2$; при ударной нагрузке $k=2,5 \dots 3$.

С учетом инерционных масс:

$$T_{\text{расч}} \geq T_{\text{ном}} (\ell_1 + \ell_2) / \ell_1,$$

где ℓ_1 и ℓ_2 – моменты инерции вращающихся масс ведущего и ведомого валов с насаженными на них деталями, приведенными к оси того вала, на который устанавливается муфта; $T_{\text{ном}}$ – номинальный вращающий момент.

Вместо момента инерции для муфт может быть указан маховой момент:

$$GD^2 = 4 \ell g,$$

где G – вес вращающихся деталей на валу, H ; D – диаметр окружности вращающихся масс (обода маховика), m ; $g=9,81 \text{ м/с}^2$.

При постоянном направлении вращения и умеренно нагруженных валах ($\tau \approx 15 \text{ МПа}$) полумуфты устанавливают на концах валов по переходным посадкам (H7/m6, H7/k6). При реверсивной работе, а также при тяжело нагруженных валах ($\tau > 15 \text{ МПа}$) применяют посадки с натягом. При такой посадке муфты могут возникнуть проблемы при демонтаже. Поэтому целесообразно для муфт, предназначенных для работы с большими нагрузками, применять посадку на конус концов валов, при которой можно создать значительный натяг в соединении

и обеспечить точное радиальное и угловое положение полу-муфты относительно вала.

5.3.1. Муфты соединительные

5.3.1.1. Жесткие муфты

Самая простая из жестких неразъемных муфт – втулочная муфта (рис. 5.47), представляющая собой цельную втулку, надеваемую на концы валов и закрепляемую на них штифтами (рис. 5.47, а), шпонками (рис. 5.47, б) или шлицами и фланцевая муфта (рис. 5.47, в).

Втулочные муфты простые, дешевые по конструкции, нашли довольно широкое применение в легких машинах для соединения валов диаметром примерно до 100 мм.

Внутренний диаметр втулки должен соответствовать диаметрам соединяемых валов, а ее длина $l=(3,5...4)d$, толщина стенки втулки $\delta=d/3+10$ мм ($D \approx (1,7...1,5)d$ мм). Применение этих муфт ограничено тем, что при сборке и разборке валов требуются значительные смещения их в осевом направлении, а также тем, что эти муфты требуют очень точного совмещения осей соединяемых валов (в противном случае появляются силы, изгибающие валы). Материал втулок – сталь 35, 40, 45, а втулок

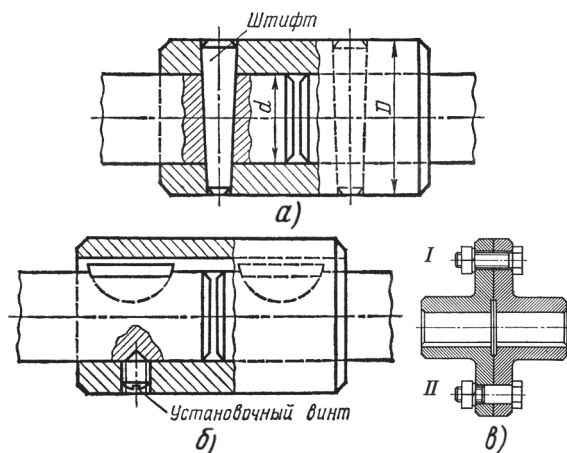


Рис. 5.47. Жесткие муфты

больших размеров – чугун СЧ18, СЧ24 и др. Прочность муфты определяется проверочным расчетом на прочность ее соединения с валом – штифтового, шпоночного или шлицевого.

Наиболее распространенная из жестких муфт, разъемных в плоскости, перпендикулярной оси вала, – фланцевая (поперечно-свертная) муфта (рис. 5.47, в).

Муфта состоит из двух полумуфт, насаживаемых на концы валов и соединяемых между собой болтами. Болты муфты ставят с зазором (вариант I) и без зазора (вариант II).

5.3.1.2. Компенсирующие самоустанавливающиеся муфты

Из компенсирующих самоустанавливающихся универсальных муфт для соединения валов диаметром от 40 до 560 мм зубчатая муфта (рис. 5.48) – самая распространенная.

Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2 с наружными зубьями и двух половин обоймы 3 и 4 с внутренними зубьями, сцепляющимися с зубьями полумуфт. Полумуфты закрепляют на концах соединяемых валов. Половины обоймы соединяют между собой болтами.

Зубья полумуфт и половины обоймы имеют эвольвентный профиль, аналогичный эвольвентному профилю зубьев зубчатых колес, что позволяет нарезать их нормальным зуборезным инструментом. Зубчатая муфта компенсирует любые вза-

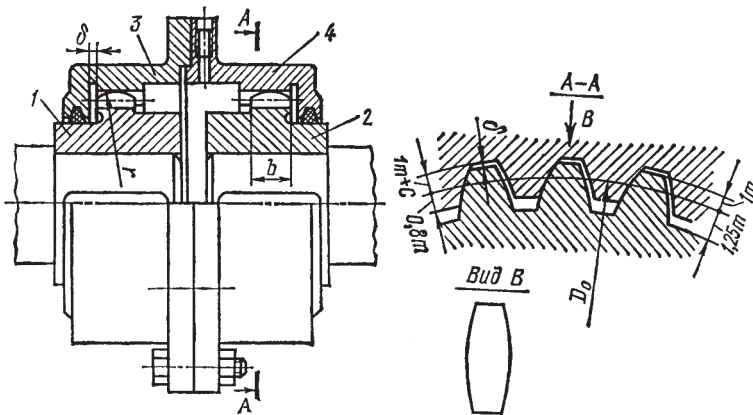


Рис. 5.48. Компенсирующая самоустанавливающаяся зубчатая муфта

имные смещения валов – осевые, радиальные и угловые, так как зубчатое зацепление ее выполняют с боковым зазором и возможностью свободного осевого взаимного смещения сопряженных зубьев, а зубья изготавливают бочкообразной формы со сферической наружной поверхностью.

Широкое применение в машиностроении зубчатых муфт объясняется рядом их достоинств: небольшими габаритами и массой; большой нагрузочной способностью из-за большего числа одновременно сцепляющихся зубьев; допустимостью высоких окружных скоростей (более 25 м/с) и технологичностью.

Полумуфты и половины обоймы изготавливают из сталей 40, 40Х, 45 или из стального литья 45Л, 50Л и др.

Для повышения износостойкости зубья подвергают термообработке до твердости HRC<40 для зубьев полумуфт и HRC<35 для зубьев обоймы. Тихоходные зубчатые муфты (при $v < 5$ м/с) изготавливают с твердостью зубьев HB>280.

Параметры зубчатых муфт унифицированных конструкций приведены в табл. 5.26.

Для уменьшения износа зубьев муфты в ее обойму заливают масло большой вязкости.

В последнее время отдельные элементы зубчатых муфт изготавливают из пластмасс, которые придают муфтам упругие и демпфирующие свойства и повышенную износостойкость.

5.3.1.3. Упругие муфты

Упругие муфты служат для уменьшения динамических нагрузок, передаваемых соединяемыми ими валами. Кроме того,

Таблица 5.26

Муфты зубчатые (выборка)

Размеры в мм

d	[T], Н·м	n_{\max} , об/мин	$A_{\text{гр}}$	D	D ₁	D ₂	L	e	Зубья			Масса, кг	Маховой момент GD ² , кг·м ²
									t	b	z		
40	710	6300	49	170	110	55	115	12	2,5	12	30	10,2	0,12
50	1400	5000	75	185	125	70	145	12	2,5	15	38	14,3	0,21
60	3150	4000	95	220	150	90	170	18	3	20	40	24	0,42
75	5600	3350	125	250	175	110	215	18	3	25	48	38	0,85
90	8000	2800	145	290	200	130	235	25	3	25	56	57	1,86
105	11800	2500	160	320	230	140	255	25	4	30	48	80	2,80

эти муфты предохраняют соединяемые валы от резонансных колебаний и позволяют несколько компенсировать неточности взаимного расположения валов. Основные характеристики упругих муфт: *жесткость* или обратная ей величина – *податливость* и *демпфирующая способность*, т. е. способность превращать в тепло энергию деформирования упругих элементов муфты.

Различают упругие муфты: *линейные* и *нелинейные*, или *постоянной* и *переменной жесткости*. Первые имеют линейную характеристику, т. е. прямо пропорциональную зависимость угла закручивания муфты (угла поворота одной полумуфты относительно другой) от передаваемого момента, а вторые – нелинейную характеристику. Достоинство муфт с нелинейными характеристиками – предотвращение резонанса крутильных колебаний при периодически изменяющихся нагрузках, воспринимаемых муфтами.

Конструкции упругих муфт разнообразны. По материалу упругих элементов они делятся на муфты с *неметаллическими* и *металлическими элементами*. В качестве металлических элементов используются пружины (рис. 5.49).

Муфты с металлическими упругими элементами по сравнению с муфтами с неметаллическими упругими элементами более долговечны, имеют меньшие габариты, но дороже. Их применяют в основном для передачи больших моментов.

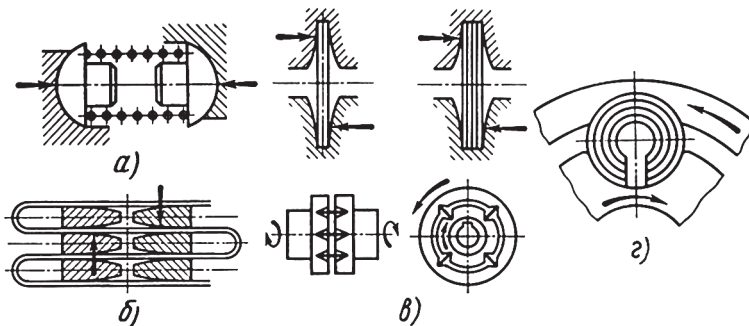


Рис. 5.49. Основные типы металлических стальных упругих элементов муфт:

- а – цилиндрические пружины; б – змеевидные пластинчатые пружины;
в – стержни, пластины и пакеты пластин, расположенные по образующей и по радиусу; г – пакеты разрезных гильзовых пружин

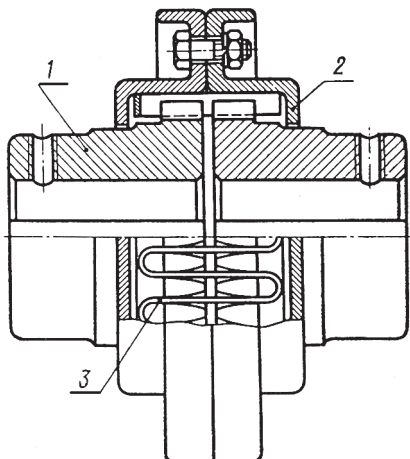


Рис. 5.50. Муфта со змеевидной пружиной

Муфта со змеевидной пружиной (рис. 5.50) наиболее распространена среди муфт с металлическими упругими элементами. Она состоит из двух полумуфт с зубьями специальной формы, во впадинах между которыми помещается змейкой

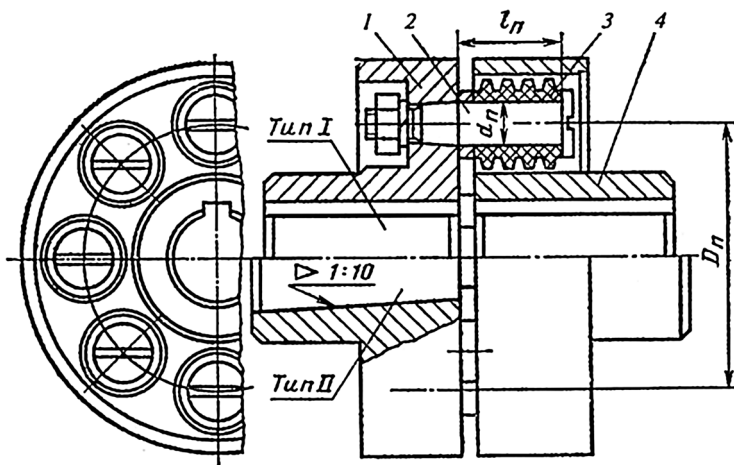


Рис. 5.51. Втулочно-пальцевая муфта

(зигзагом) изогнутая пружина, так чтобы объединить смежные зубья на полумуфтах. Зубья и пружина закрываются снаружи кожухом, состоящим из двух половин, соединяемых между собой болтами.

С увеличением нагрузки пружина, изгибаясь, вступает в контакт с зубьями по все возрастающей длине. При этом уменьшается длина активной части пружины и ее жесткость увеличивается. Преимущественно при отсутствии колебаний применяют литые муфты, как наиболее совершенные и более простые по форме зубьев. Материал полумуфт – сталь 45 или стальное литье 45Л. Пружины изготавливают из пружинной стали 65Г, 60С2 и др. Половины кожуха изготавливают из чугуна СЧ12, СЧ15.

Втулочно-пальцевая муфта получила широкое распространение, например, в приводах от электродвигателя. Муфта (рис. 5.51) состоит из двух фланцевых полумуфт 1 и 4, пальцев 2 с коническим хвостовиком и резьбой. Пальцы вставляют в конические отверстия одной из полумуфт и затягивают гайками, что обеспечивает жесткое соединение этих деталей. Момент вращения на вторую полумуфту передается от пальцев через резиновые гофрированные втулки 3. Преимуществами этих муфт являются простота конструкции и возможность замены упругих элементов, малые габаритные размеры и масса, но они малоподатливы, и распределение напряжений в упругих элементах отличается большой неравномерностью.

Полумуфты и пальцы изготавливают из сталей 40, 40Х, 45 и др.

Муфты допускают радиальное смещение валов до 0,2...0,5

Т а б л и ц а 5.27

Втулочно-пальцевые муфты унифицированных конструкций (выборка)

Размеры в мм

d _п	Габариты муфты		Пальцы					Втулки		[Т] Н•м	[n _{max}] мин ⁻¹
	D _п	L _{общ}	d _п	l _п	D _п	z	резьба	D _в	l _в		
16...19	90	84	10	19	58	4	M8	19	15	32	6300
20...24	100	104	10	19	68	6	M8	19	15	55	5600
25...28	120	125	14	33	84	4	M10	27	28	130	4750
30...38	140	165	14	33	100	6	M10	27	28	240	4000
40...45	170	226	18	42	120	6	M12	35	36	450	3350

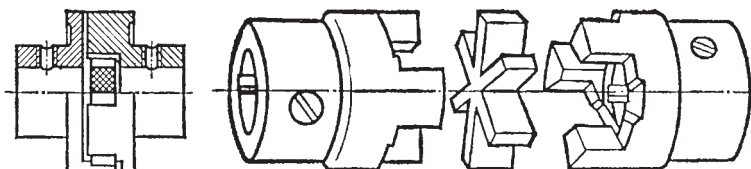


Рис. 5.52. Упругая муфта с резиновой звездочкой

мм, осевое смещение валов до 5 мм и угловое – до 1° . Следует заметить, что с ростом смещений увеличиваются износ упругих элементов и неравномерность распределения нагрузки среди пальцев муфты.

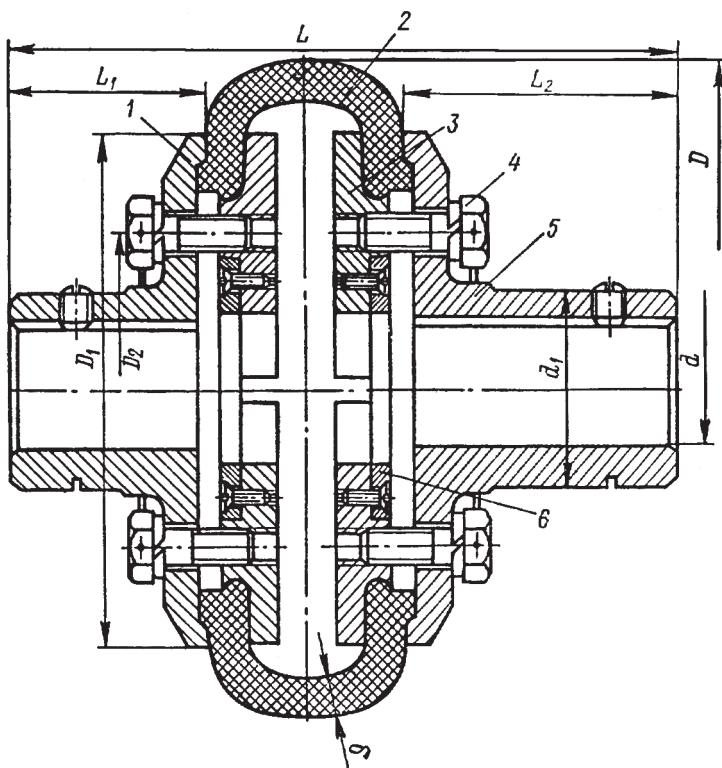


Рис. 5.53. Муфта с торообразной упругой оболочкой

Муфты могут применяться для диаметров валов от 9 до 160 мм и моментов вращения от 6,3 до 16000 Н·м. Параметры втулочно-пальцевых муфт унифицированных конструкций приведены в табл. 5.27.

Упругая муфта с резиновой звездочкой (рис. 5.52) используется для соединения быстроходных валов и по принципу действия аналогична втулочно-пальцевой муфте.

Муфты с резиновой звездочкой обладают большой радиальной, угловой и осевой жесткостью, поэтому их применение возможно при установке соединяемых изделий на плитах (рамах) большой жесткости.

Муфты с резиновой звездочкой выпускают для диаметров валов 12...48 мм в диапазоне моментов вращения 6,3...400 Н·м.

Муфта с торообразной упругой оболочкой, резиновый упругий элемент которой напоминает автомобильную шину, работает на кручение. Это придает муфте большую энергоемкость, высокие упругие и компенсирующие свойства ($\alpha \approx 2^\circ$, $\delta \approx 2...6$ мм, угол закручивания до $5...30^\circ$).

Муфта с торообразной упругой оболочкой, сравнительно простая по конструкции, получила широкое распространение (рис. 5.53).

Недостатком муфты является большой диаметральный размер и появление значительных осевых нагрузок на опоры, вызываемых центробежными силами, действующими на упругий элемент.

Полумуфты 1 и 5 соединены резиновой оболочкой 2 (часто армированной кордом) с помощью нажимных колец 3, состоящих из двух частей, соединенных кольцом 6 и винтами 4.

Т а б л и ц а 5.28

Основные параметры упругой муфты с торообразной оболочкой (выборка), мм

d		T, Н·м	n, мин ⁻¹ наиболь- ший	D	d ₁	D ₁	D ₂	L	L ₁	L ₂	δ	Маховой момент GD ² , Н·м ²
1 ряд	2 ряд											
20; 22	-	37,5	4000	125	38	100	60	126	38	52	8	0,07
25; 28	30	75	3300	160	48	128	80	152	44,5	62,5	10	0,30
32; 36	35;38	180	2000	200	60	155	95	203	60,5	82,5	12,5	0,89
40; 45	42;48	375	2000	250	90	195	130	268	85	113	14	3,24
50; 55	-	750	1500	320	110	260	180	282	87	115	17	9,67

Число болтов z в зависимости от D

D , мм	До 160	Свыше 160 до 320
z	4	6

Основные размеры муфты приведены в табл. 5.28.

Наружный диаметр муфты D определяют из расчета оболочки на прочность.

Ориентировочные, соотношения основных элементов муфты: $B=(L-L_1-L_2)=0,25D$; $\delta=0,05D$; $D_2=0,5D$; $D_1=0,75D$. Число болтов z ориентировочно принимают в зависимости от диаметра D по табл. 5.29.

Вращающий момент с полумуфт передается на оболочку силами трения, создаваемыми при затяжке болтов 3 . При передаче момента в оболочке возникают касательные напряжения крутильного сдвига. Наибольшего значения они достигают в кольцевом сечении с диаметром D_1 .

5.3.2. Сцепные муфты

В приводных устройствах, часто включаемых и выключаемых, с переменным режимом работы, например в трансмиссиях тракторов и автомобилей, в передачах к металлообрабатывающим станкам, конвейерам, транспортерам и другим машинам, устанавливают управляемые сцепные муфты. Их конструктивное оформление отличается большим разнообразием, но применяют главным образом муфты сцепные кулачковые и фрикционные.

5.3.2.1. Кулачковые сцепные муфты

Наиболее простая конструкция муфты с прямоугольным профилем кулачков показана на рис. 5.54, а; соотношение размеров ее таково: наружный диаметр $D \approx 2,5d$; длина ступицы неподвижной полумуфты $\ell_1 \approx 1,5d$, то же подвижной $\ell_2 \approx (2 \dots 2,5)d$; осевой зазор $e \approx 5 \dots 10$ мм; число кулачков $z=3 \dots 5$; высота кулачка $h \approx (0,3 \dots 0,5)d$. Полумуфты должны строго центрироваться на валах, для точности расположения которых служит втулка в одной из полумуфт.

Эти муфты применяют для передачи значительных моментов, включение их возможно лишь при весьма малой относи-

тельной угловой скорости (порядка 1 рад/с) или же лучше при полной остановке механизма.

Муфты с треугольными и трапецидальными кулачками допускают включение на ходу при разности окружных скоростей на среднем диаметре до 0,8 м/с:

- треугольный профиль с углом $\alpha=30...40^\circ$ пригоден для легких передач с небольшим значением $T_{ном}$, так как при значительных нагрузках кулачки сминаются и изнашиваются за сравнительно короткий срок; число кулачков $z \leq 60$, что обеспечивает плавность включения;

- трапецидальный профиль считают оптимальным для средненагруженных муфт; угол $\alpha \approx 3...10^\circ$, число кулачков

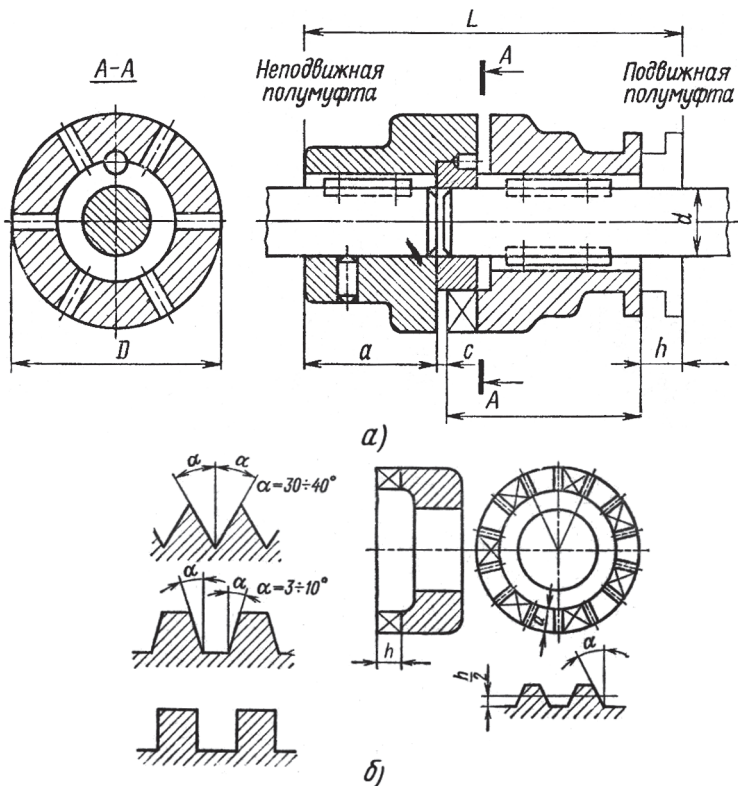


Рис. 5.54. Муфта сцепная (а) и применяемые формы кулачков (б)

$z=5\ldots 12$, высота кулачка $h \approx 0,1D_c$; ширина кулачка в радиальном направлении $b \sim (1,5\ldots 2)h$.

На рис. 5.54, б представлены профили кулачков.

Твердость рабочих поверхностей 50...60 HRC.

5.3.2.2. Фрикционные сцепные муфты

Фрикционные муфты обеспечивают плавное безударное включение, так как в момент включения нагрузка возрастает с ростом тормозящего эффекта между дисками. Муфта передает вращающий момент за счет сил трения, создаваемых на трущихся поверхностях сцепляющихся звеньев муфты. Давление на трущиеся детали создается с помощью механизмов включения различного вида, которыми можно управлять режимом работы муфты. Наибольшее распространение получили пружинно-рычажные механизмы; для дистанционного управления муфтой удобны гидравлические, пневматические или электромагнитные устройства. Муфты работают как со смазкой, так и без нее.

Дисковая муфта с одной парой поверхностей трения (рис. 5.55) приводится в рабочее положение прижимной силой $F_{пр}$.

При малых вращающих моментах, передаваемых муфтой, оба диска изготавливают из металла; при больших моментах один из дисков облицовывают фрикционным материалом, что позволяет увеличить трение рабочих поверхностей и, следовательно, уменьшить силу прижатия $F_{пр}$.

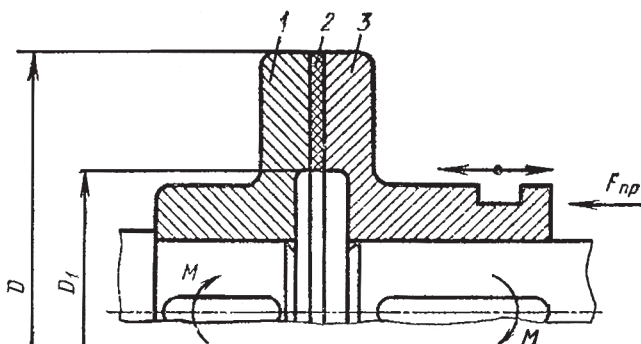


Рис. 5.55. Фрикционная сцепная муфта

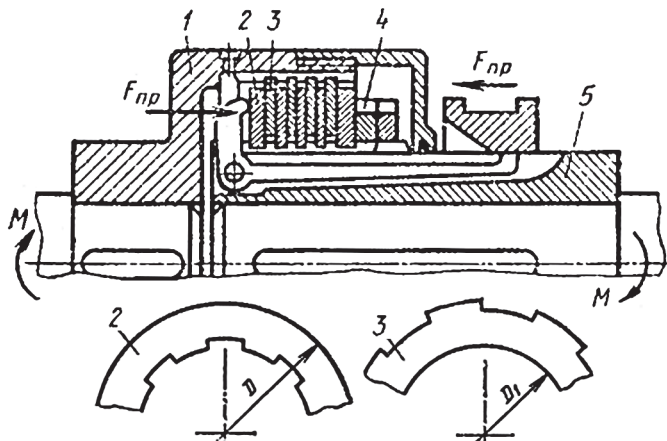


Рис. 5.56. Многодисковая муфта

Многодисковая муфта. Для уменьшения силы F_{np} и габаритных размеров муфты применяют конструкции не с одной, а со многими парами поверхностей трения – многодисковые муфты (рис. 5.56).

В этих муфтах имеются две группы дисков: внутренние 2 и наружные 3. Наружные диски с D_1 соединены с полумуфтой 1, а внутренние с D – с полумуфтой 5 посредством подвижного шлицевого соединения. Правый крайний внутренний диск опирается на регулировочные гайки 4; на левый крайний диск действуют силы нажатия от механизма управления. При этом сила нажатия будет передаваться на все поверхности трения.

Число ведущих дисков выбирают не более 11, так как действие прижимной силы F_{np} на последние диски постепенно уменьшается вследствие трения выступов дисков в пазах полумуфт. Толщину стальных дисков принимают 1,5...2,5 мм для муфт со смазкой и 2,5...5 мм – для муфт без смазки. Зазор между дисками выключенной муфты – от 0,2 до 1 мм в зависимости от материала поверхностей трения. Все диски в муфте должны быть параллельными и соосными во избежание их местного повышенного изнашивания и нагрева.

Фрикционные сцепные муфты по форме рабочей поверхности могут быть конусные (рис. 5.57, а), цилиндрические с

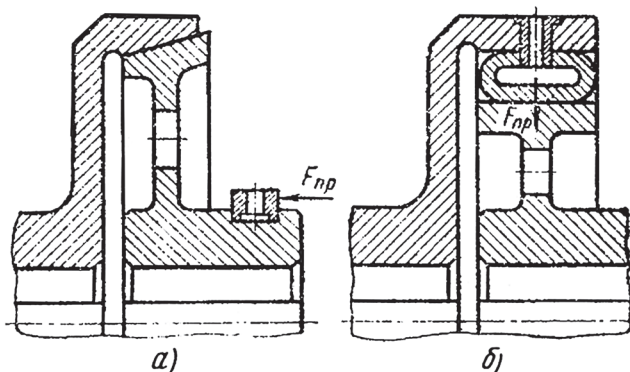


Рис. 5.57. Фрикционные сцепные муфты

пневматическими или гидравлическими шинами (рис. 5.57, б), колодочные и ленточные, порошковые электромагнитные – когда между полумуфтами в корпусе помещается железный порошок. В зависимости от степени намагничивания порошка в муфте изменяется передаваемый крутящий момент.

Угол α конусной части муфты, соединяющей полумуфты во избежание заклинивания, должен быть больше угла трения ρ ; для чугунных муфт обычно принимают $\alpha=8...15^\circ$.

5.3.3. Обгонные и центробежные муфты

Обгонные муфты, или муфты свободного хода, автоматически сцепляют и расцепляют валы в зависимости от соотношения угловых скоростей валов. Если скорость ведущего вала больше скорости ведомого вала, то муфта сцепляет валы. При меньшей скорости ведущего вала муфта расцепляет валы, не препятствуя ведомому валу свободно обгонять ведущий вал, откуда и происходит наименование муфт. Муфты свободного хода широко применяются в велосипедах, мотоциклах, коробках передач автомобилей, металлорежущих станках и других машинах.

По способу сцепления полумуфт различают *храповые* и *фрикционные обгонные муфты*. Наиболее распространены фрикционные обгонные муфты с роликами, так как у них почти полностью отсутствует мертвый ход и работают они бесшумно.

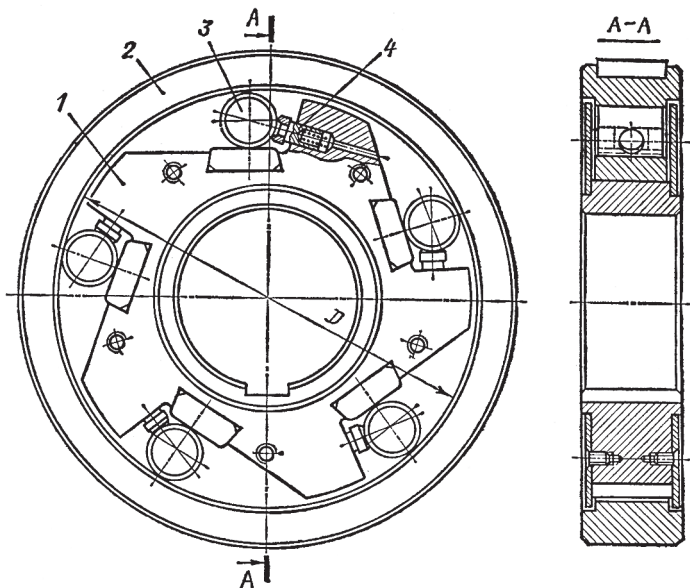


Рис. 5.58. Обгонная фрикционная муфта с роликами

Обгонная фрикционная муфта с роликами (рис. 5.58) состоит из двух полумуфт – звездочки 1 и обоймы 2 – и роликов 3, расположенных в сужающихся в одном направлении пазах между звездочкой и обоймой.

Каждый ролик отжимается пружиной 4 в сужающуюся часть паза. Если ведущая полумуфта – звездочка, то сцепление валов может происходить только при вращении ее по часовой стрелке, а если ведущая полумуфта – обойма, то сцепление валов может произойти при вращении ее против часовой стрелки. При указанном вращении ведущей полумуфты каждый ролик закатывается в сужающуюся часть паза и заклинивается между полумуфтами, в результате чего и происходит сцепление полумуфт и соединение валов. При обратном вращении ведущей полумуфты ролики выкатываются в более широкую часть пазов и полумуфты расцепляются. Полумуфты и ролики при передаче больших нагрузок изготавливают из стали ШХ15 с термообработкой 58...60 HRC, а при небольших нагрузках – из сталей 20Х и 40Х с термообработкой 50...54 HRC.

Диаметр и длину ролика можно выбрать по следующим соотношениям: $d_p \approx 0,125D$; $l \approx 1,5d$, где D – диаметр рабочей поверхности обоймы.

Муфты свободного хода применяют для валов диаметром 10...90 мм, число роликов 3...5, диаметр рабочей поверхности обоймы 32...200 мм, момент, передаваемый муфтой, – 0,25...7,7 Н·м.

Центробежные муфты по способу сцепления полумуфт представляют собой фрикционные муфты, в которых в отличие от фрикционных управляемых муфт сцепления полумуфты сцепляются или расцепляются автоматически с помощью специальных грузов, находящихся под действием центробежных сил и пружин. При достижении ведущим валом определенной угловой скорости центробежные силы, действующие на грузы, связанные с одной из полумуфт, преодолевают силы пружин и прижимают (или отжимают) эти грузы к другой полумуфте, в результате чего полумуфты и соединяемые ими валы сцепляются (или расцепляются).

По устройству центробежные муфты представляют собой фрикционные муфты, у которых механизм управления служат грузы-колодки 1 (рис. 5.59), находящиеся под действием

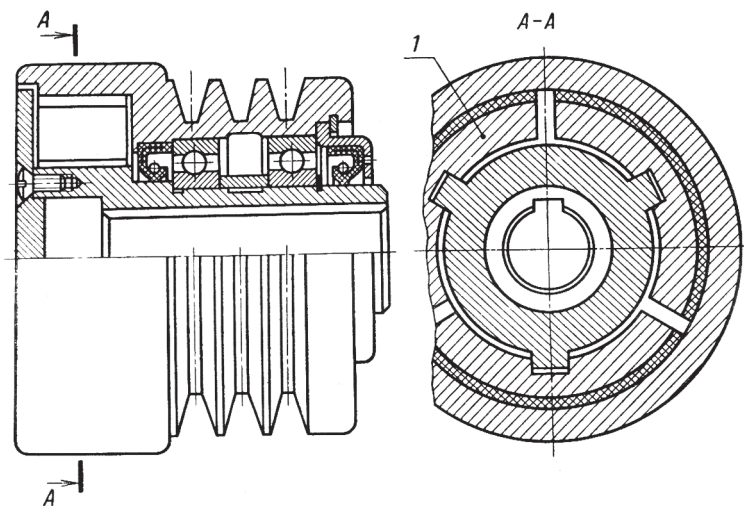


Рис. 5.59. Центробежная колодочная муфта

центробежных сил. При достижении ведущим валом заданной угловой скорости центробежные силы, действуя на грузы, производят включение муфты. Передача вращающего момента осуществляется силой трения, пропорциональной квадрату угловой скорости.

В современном машиностроении применяются конструкции центробежных муфт, которые служат для разгона механизмов с большими маховыми массами при двигателе с малым пусковым моментом, для повышения плавности пуска, для предотвращения разноса машины и т. п. Размеры муфт принимают конструктивно. Рабочие поверхности трения грузов проверяют на износостойкость аналогично фрикционным муфтам.

5.3.4. Шарнирные муфты

Шарнирные муфты (рис. 5.60) применяют для соединения валов, оси которых расположены со значительным смещением относительно друг друга, причем в процессе работы угол наклона может изменяться.

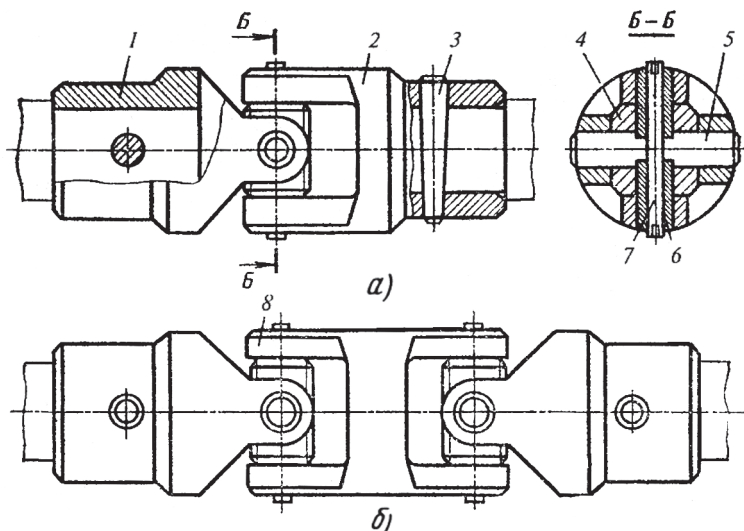


Рис. 5.60. Конструкция одношарнирной (а) и спаренной двухшарнирной (б) муфты

Простейшей шарнирной муфтой является одинарная муфта (рис. 5.60, а), состоящая из двух полумуфт 1 и 2, насаженных на концы валов и соединенных с ними посредством конических штифтов 3. Между полумуфтами установлена крестовина 4, имеющая форму параллелепипеда с отверстиями, оси которых пересекаются под прямым углом. Полумуфты и крестовина соединены при помощи пальцев 5 и втулок 6 с цилиндрическим штифтом 7. Штифты имеют на концах глухие отверстия, которые после сборки развальцовываются, образуя шарнир трения скольжения.

Одинарные шарнирные муфты допускают перекося осей валов на угол до 45° .

При необходимости увеличения угла наклона между соединяемыми валами свыше предельного для одинарной муфты применяют сдвоенную шарнирную муфту (рис. 5.60, б) с промежуточной спаренной вилкой 8 или две одношарнирные, соединенные последовательно.

Недостаток этой муфты – неравномерное вращение ведомого вала.

Сдвоенную шарнирную муфту (рис. 5.61) с разнесенными шарнирами применяют для обеспечения вращения ведомого вала с постоянной угловой скоростью, для возможности передачи вращательного движения между параллельными, но смещенными валами, а также при необходимости передачи вращения между соединяемыми валами, которые расположены под увеличенным углом.

Для возможности смещения во время работы валы соединяют шарнирной сдвоенной муфтой с телескопическим промежуточным валиком (рис. 5.62), т. е. валиком изменяющейся длины.

Шарнирные муфты подразделяются на малогабаритные, передающие небольшие моменты, и крупногабаритные для

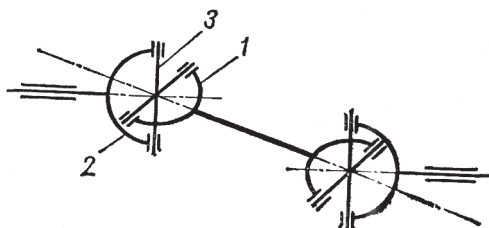


Рис. 5.61. Схема двухшарнирной муфты с разнесенными шарнирами

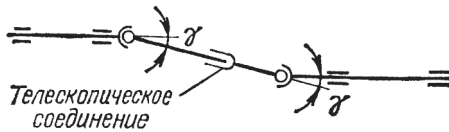


Рис. 5.62. Схема двухшарнирной муфты с телескопическим соединением шарниров

передачи средних и больших моментов. Малогабаритные шарнирные муфты, одинарные (рис. 5.60, а) и сдвоенные (рис. 5.60, б), применяются для соединения валов диаметром от 8 до 40 мм и передаваемым моментом вращения от 11,2 до 1120 Н·м.

Шарниры этих муфт образуются вставными осями, из которых одна длинная, а вторая состоит из двух коротких втулок, стянутых заклепкой. Материал вилок и заклепки – цементируемая сталь 20Х, а крестовины и осей – сталь 40Х.

В трансмиссиях автомобилей, дорожных и других машинах широко используют шарнирные муфты с крестовиной, имеющие шарниры с игольчатыми подшипниками.

Проверочный расчет шарнирных муфт состоит из определения давления на рабочие поверхности шарниров и расчета на прочность вилок и крестовины.

5.3.5. Предохранительные муфты

Для предохранения приводов, деталей механических передач от поломки в случае перегрузки при непредвиденной остановке машины в кинематической схеме предусматривают установку муфт, автоматически размыкающих передачу при достижении вращающим моментом предельного значения $T_{\max} = kT_p$; здесь k – коэффициент запаса, вводимый в расчет для того, чтобы муфта не срабатывала при перегрузках, возникающих, в частности, в период пуска. Принимают часто $k=1,25 \dots 1,50$. При необходимости более точного определения k следует учитывать оптимальную продолжительность срабатывания, особенности технологического процесса, для которого проектируются привод и условия эксплуатации. Однако всегда должно соблюдаться основное требование – быстрое действие муфты, четкость ее срабатывания; с этой целью следовало бы располагать муфту на том участке кинематической

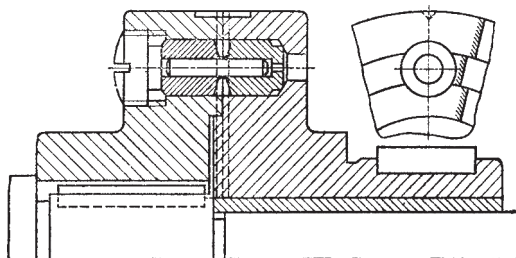


Рис. 5.63. Муфта предохранительная со срезным штифтом

цепи, который порождает перегрузки; однако это не всегда возможно, так как габариты муфты, устанавливаемой в зоне низких частот вращения, оказываются зачастую непомерно большими, поэтому в реальных условиях нередко приходится располагать предохранительную муфту между электродвигателем и редуктором. Из общего весьма большого количества разнообразных типов предохранительных муфт здесь рассматриваются лишь некоторые конструкции муфт, применяемых в приводах общего назначения. К ним относятся муфты с разрушающимися элементами, муфты с контактирующими элементами (пружинные кулачковые и шариковые), фрикционные.

Муфты со срезным штифтом – наиболее простые и надежные (рис. 5.63).

Штифты (гладкие или с проточкой) должны быстро срабатывать и этим обеспечивать остановку механизма без поломок. Обычно штифты изготавливают из сталей 45, 50 с термообработкой для хрупкости. Вязкая сталь недопустима. Втулки изготавливают из стали 40Х, закаленной до твердости не ниже HRC 48. Предельный момент, при котором штифт должен срезаться:

$$T_{\max} = \frac{\pi d^2}{4} R [\tau]_{\text{ср}} z,$$

где d – диаметр штифта в опасном сечении; R – радиус окружности, на которой расположены оси штифтов; $[\tau]_{\text{ср}} \approx 0,7\sigma_B$ – предель прочности на срез; z – число штифтов (не более 2).

Выбрав диаметр штифта из табл. 5.30 и определив из конструктивных соображений R , проверяют напряжение среза:

Таблица 5.30

Размеры штифтов, мм

Штифт d×L	1,6×18; 2×18	3×30; 4×30; 5×30	6×45; 8×45; 10×45
Наружный диаметр втулки D	10	15	25

$$\tau_{\text{ср}} = T_{\text{max}} / \frac{\pi d^2}{4} Rz ;$$

если оно отличается от $[\tau]_{\text{ср}}$, то вносят соответствующие коррективы, варьируя значения d и R так, чтобы достичь совпадения $\tau_{\text{ср}}$ и $[\tau]_{\text{ср}}$.

Муфта со срезным штифтом неудобна в приводах с резкими колебаниями нагрузки, так как они часто срабатывают, после чего надо заменять штифты; такие муфты предпочтительно устанавливать в передачах с примерно постоянной нагрузкой, где они могут выполнять функции аварийного звена.

В муфтах кулачковых предохранительных (рис. 5.64) вращающий момент передается кулачками трапециевидального профиля, прижимаемыми друг к другу одной центральной пружиной или несколькими, расположенными по окружности. Пружины устанавливают с предварительным сжатием с таким расчетом, чтобы усилие, развиваемое ими, было достаточным для передачи номинального вращающего момента. При увеличении момента до предельного значения T_{max} осевые

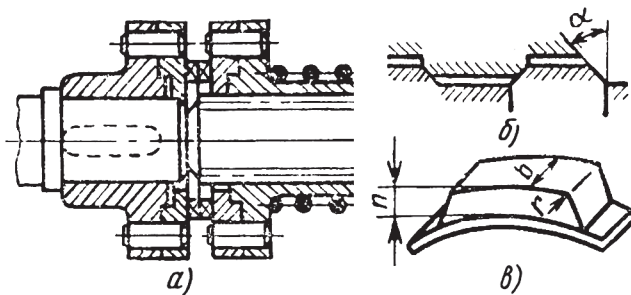


Рис. 5.64. Кулачковая предохранительная муфта:
а – конструкция; б, в – профиль кулачков

составляющие усилий, действующих на кулачки, сжимают пружины, и муфта срабатывает, предохраняя привод от опасных перегрузок.

На рис. 5.64, а показана муфта для соединения двух валов, которые должны быть точно центрированы относительно друг друга. Профиль кулачков показан на рис. 5.64; б, в.

Материал колец, на которых фрезеруются кулачки, – сталь 20Х цементируемая и закаленная до твердости рабочих поверхностей 56...62 HRC или сталь 40Х с той же твердостью рабочих поверхностей. Кольца напрессовываются на посадочные места полумуфт и в случае необходимости фиксируются штифтами от проворота. Кулачки выполняются с плоской или винтовой рабочей поверхностью, в последнем случае достигается более полное включение муфты после срабатывания.

Соотношение размеров элементов муфт: наружный диаметр кулачков $D_{\text{н}} \geq 2d$, где d – диаметр вала (для шлицевого соединения – наружный диаметр вала); ширина кулачков (размер в радиальном направлении) $b \approx (0,12...0,15)D_{\text{н}}$; средний диаметр кулачков $D_{\text{с}} = D_{\text{н}} - b$; высота кулачков $h \approx (0,5...0,6)b$; наружный диаметр подвижной втулки $D_{\text{вт}} \approx (1,5...1,8)d$; ее длина $L \approx (0,8...1,8)d$; число кулачков $z = 3...15$.

В переходных процессах при колебаниях величины передаваемого момента муфта может периодически срабатывать до тех пор, пока не установится режим работы, на который отрегулирована муфта. Если при таких колебаниях возникают динамические нагрузки, превышающие предусмотренную величину, то работу механизма нужно остановить и устранить источник нестабильной работы механизма. Для их ограничения рекомендуется помещать предохранительную муфту на тихоходном валу при частоте вращения не более 300 об/мин.

Глава 6

СБОРКА ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ МАШИН

6.1. ТЕХНОЛОГИЯ СБОРКИ

Сборочные работы являются заключительным этапом в производственном процессе изготовления станков и машин. Трудоемкость сборочных работ в машиностроении составляет 20-30% от общей трудоемкости изготовления изделия. От качества выполнения сборочных работ во многом зависят эксплуатационные характеристики станков и машин. Сборку осуществляют путем соединения с заданной точностью относительного положения составных элементов изделия.

Изделием в машиностроении называют любой предмет или набор ряда предметов, подлежащих изготовлению на предприятии. Изделием может быть любая машина, ее элементы в сборе, отдельные детали в зависимости от того, что является продуктом конечной стадии данного производства. Например, для станкостроительного завода изделием может являться станок, автоматическая линия, изготовление крепежных деталей – болтов, гаек и т. д.

Установлены следующие виды изделий: детали; сборочные единицы (узлы); комплексы; комплекты.

Деталь – изделие (составная часть изделия), изготовленное без применения сборочных операций. Деталь является первичным сборочным элементом каждой машины.

Сборочной единицей (узлом) называют изделие, составными частями которого являются детали в сочетании со сборочными единицами, которые могут в нее входить. Технологическим признаком составной части является возможность ее сборки обо-

собленно от других элементов изделия. Различают составные части первого, второго и более высоких порядков. Деление изделия на составные части осуществляется по технологическому признаку. Составная часть первого порядка входит непосредственно в составную часть изделия, составная часть второго порядка – в составную часть первого порядка. Она может разделяться на составные части третьего порядка и детали и т. д. Составная часть высшего порядка разделяется только на детали.

Комплекс – это два и более изделия, не соединенных сборочными операциями, но служащих для выполнения взаимосвязанных эксплуатационных функций. В комплекс входят изделия, выполняющие основные функции, а также детали, сборочные единицы, предназначенные для выполнения вспомогательных функций, например, монтажа комплекса на месте его эксплуатации.

Комплект представляет собой два и более изделия, которые не соединены посредством сборочных операций. Эти изделия имеют общее эксплуатационное назначение вспомогательного характера, например, комплект запасных частей и т. д.

Сборку разделяют на **общую** и **сборочных единиц (узлов)**. При общей сборке собирают изделие, при сборке сборочных единиц (узлов) – собирают составные части этого изделия. Элемент (деталь), с которого начинают сборку изделия или его составной части, называют базовым. Базовым элементом, например, металлорежущего станка, является станина.

Построение процессов общей сборки и сборки сборочных единиц представляют с помощью технологических схем сборки. Эти схемы показывают структуру и последовательность соединения сборочных единиц в изделие и их составных частей. В единичном, мелкосерийном и серийном производстве сборку сборочных единиц и общую сборку выполняют в сборочных цехах или сборочных участках механосборочных цехов. В крупносерийном и массовом производстве сборку сборочных единиц изделий осуществляют в конце поточных линий. Общую сборку выполняют в сборочном цехе.

В зависимости от характера производства, определяемого размером изделий, трудоемкости сборочных работ и факторов сборка может быть стационарной и подвижной.

Стационарная сборка выполняется на определенном рабочем месте, к которому подают необходимые детали. Существует два вида стационарной сборки:

- сборка по принципу концентрации операций, когда работу выполняют на одном рабочем месте одним рабочим или одной бригадой, которые собирают изделие, начиная с получения деталей и кончая испытанием. Эту форму сборки применяют главным образом при единичном производстве и иногда при мелкосерийном (например, сборка турбин);

- сборка изделия по принципу расчленения операций на узловую и общую сборку, когда сборочные единицы собирают несколько рабочих или бригад одновременно; собранные сборочные единицы подают на общую сборку, где из них специальная бригада собирает изделия. Так собирают металло-режущие станки и автомобили.

В производстве крупных изделий, имеющих значительную массу и большие габариты, применяют поточную сборку на подвижных стендах, при которой рабочий или бригада рабочих выполняют одну и ту же операцию, переходя от одного стенда к другому.

Подвижную сборку выполняют также двумя способами:

- сборка со свободным перемещением собираемого изделия от одной операции сборки к другой с помощью крана, конвейера, тележек на рельсовом пути, рольгангов и т. п.;

- сборка с принудительным передвижением собираемого изделия с помощью конвейера или тележек, замкнутых ведомой цепью.

Участок подвижной сборки может включать рабочие места, на которых выполняется стационарная сборка сборочных единиц и подготовка деталей к сборке.

6.2. ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО МЕСТА ДЛЯ СТАЦИОНАРНОЙ СБОРКИ

Рабочим местом называется определенный участок производственной площади цеха, отделения, участка или мастерской, закрепленный за данным рабочим (или бригадой рабочих), предназначенный для выполнения определенной работы.

Планировка рабочего места должна удовлетворять следующим требованиям: обеспечивать условия производительной работы при максимальной экономии сил и времени сборщика; рационально использовать производственную площадь; создавать удобства для обслуживания рабочего места; не нарушать правила и требования охраны труда и техники безопасности.

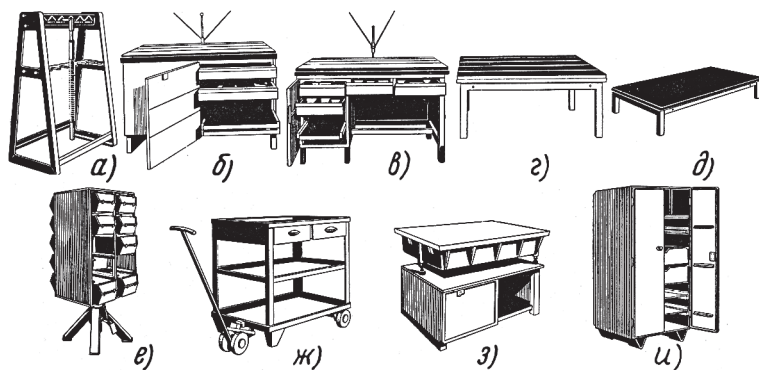


Рис. 6.1. Приспособления и оборудование для сборочных работ

На рабочем месте могут быть размещены различные приспособления и оборудование для сборочных работ (рис. 6.1):

а – стеллажи-стойки для установки на рабочих местах, где изделия типа винтов и валов должны храниться в подвешенном состоянии;

б – верстаки слесарные с чугунной столешницей и Т-образными пазами или с деревянной столешницей, покрытой пластиком для оснащения рабочих мест слесарей в сборочных цехах единичного, мелкосерийного и серийного производства для организации групповой сборки комплектов и узлов;

в – верстак слесарный однотумбовый с чугунной столешницей или с деревянной столешницей, покрытой пластиком для выполнения различных слесарно-монтажных работ;

г – стол слесаря-сборщика с чугунной столешницей и Т-образными пазами или с деревянной столешницей, покрытой пластиком для оснащения рабочих мест слесарей-сборщиков при сборке крупногабаритных сборочных единиц весом до 400 кг и для шабровочных работ;

д – стеллаж-подставка для хранения на рабочих местах собранных сборочных единиц, сборок, приспособлений;

е – стеллаж поворотный клеточный двусторонний для хранения на рабочих местах сборщиков мелких крепежных деталей;

ж – платформа для комплектовочных стеллажей для транспортировки комплектов деталей и сборочных единиц из складов непосредственно на рабочие места;

з – стол для поверочных плит для установки на них контрольных и поверочных плит и хранения контрольного инструмента и принадлежностей;

и – шкаф слесаря-сборщика для хранения слесарного и измерительного инструмента, приспособлений и технической документации, необходимой для отладки собранных станков, машин и др.

При сборочных работах часто применяют тали (рис. 6.2, а), с помощью которых поднимают груз при монтаже, а также при погрузке или разгрузке транспортной тележки. Тали подвешивают над местом работы с помощью треноги и другим способом. Грузоподъемность талей разная. Ручная таль с помощью верхнего крюка может быть смонтирована на монорельсе (рис. 6.2, б), и тогда груз будет перемещаться не только вверх, но и в горизонтальном направлении. С этой же целью при сборке широко применяют электротельферы (рис. 6.2, в), грузоподъемностью от 2,5 до 50 кН (250 кгс до 5 тс): 1, 4 – электродвигатели, 2 – пусковое управляющее устройство, 3 –

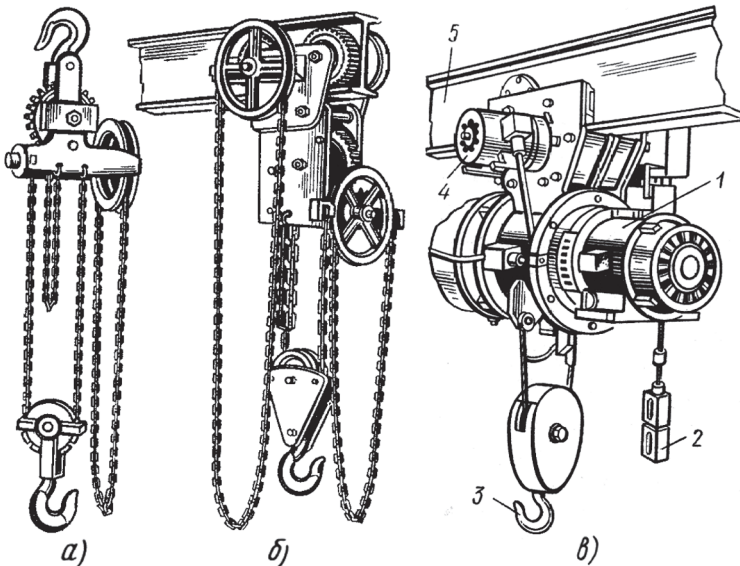


Рис. 6.2. Подъемные устройства, применяемые при сборочных работах

блок с крюком, 5 – кран-балка, которая может быть консолью или мостом.

6.2.1. Прессы

В сборочных цехах применяют ручные винтовые, реечные, эксцентриковые, гидравлические и пневматические прессы.

Винтовые ручные прессы бывают одностоечными (рис. 6.3, а): и двухстоечными (рис. 6.3, б), где 1 – стойка, 2 – винт, 3 – маховик, 4 – направляющий ползун, 5 – штанга с грузами. Одностоечные винтовые прессы обычно применяют для создания усилий до $5 \div 7,5$ кН; с помощью двухстоечных винтовых прессов может

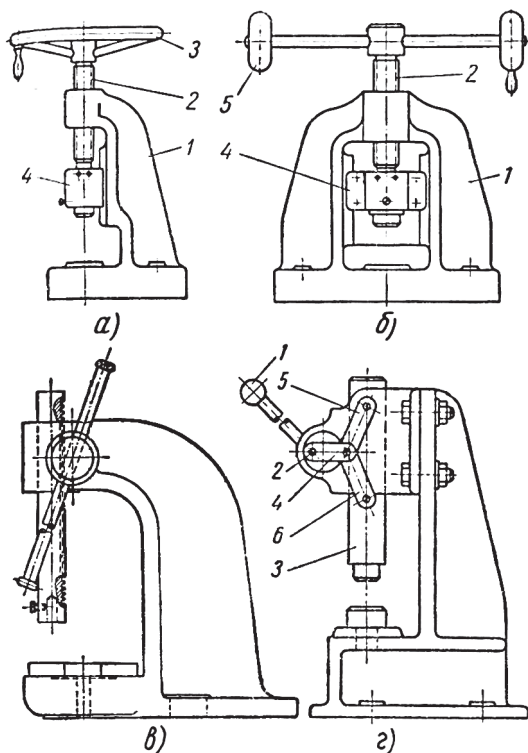


Рис. 6.3. Ручные прессы, применяемые при сборочных работах

быть создано усилие до 50 кН. Ход ползуна винтовых прессов 100-250 мм. С целью облегчения работы и создания требуемого осевого усилия при работе пресса используют инерционные силы массивного маховика с ручкой (рис. 6.3, а) или длинной штанги с двумя грузами (рис. 6.3, б).

Реечные ручные прессы бывают простыми (рис. 6.3, в) и с промежуточной передачей из одной или нескольких пар зубчатых колес для увеличения передаточного отношения. Реечные прессы обычно применяют для создания усилий до $10 \div 30$ кН. Ход рейки прессов – 300-350 мм.

Эксцентрикковые ручные прессы (рис. 6.3, г) создают усилие посредством рукоятки 1, которая связана осью с эксцентриком 2. При вращении эксцентрика звено 4 перемещается горизонтально и выпрямляет колено из звеньев 5 и 6, при этом звено 5 только вращается, а звено 6 вращается и перемещается вдоль оси и при этом перемещает шток 3.

Кроме приведенных приспособлений при сборке применяют ручные электродрели, гайковерты, призмы, струбцины, домкраты, съемники и др., которые размещают на рабочем месте слесаря-сборщика.

6.2.2. Станочное оборудование

Станочное оборудование включает заточный (точильно-шлифовальный и обдирочный) станок, сверлильный, поперечно-строгольный или фрезерный станок, ножовочный станок и др.

6.2.3. Инструмент для сборки и разборки соединений

Для сборки и разборки соединений применяют ручной и механизированный режущий, вспомогательный и слесарно-монтажный инструмент.

Расположение оборудования и инструмента на рабочем месте слесаря-сборщика должно обеспечить наиболее короткие и энергосберегающие движения; до минимума снизить наклоны и повороты корпуса; исключить лишние перемещения и трудовые движения; обеспечить равномерное выполнение трудовых движений обеими руками.

Для создания таких условий необходимо, чтобы верстак или стол, приспособления, инструменты, стеллажи, а также детали и сборочные единицы, поступающие на сборку, и техническая

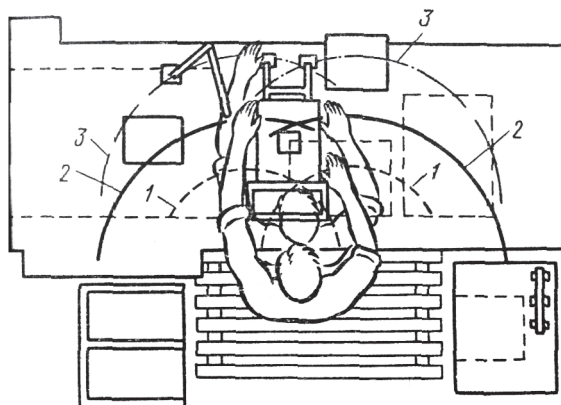


Рис. 6.4. Пределы досягаемости рук слесаря-сборщика в рабочей горизонтальной плоскости:
 1 – нормальная зона (1000x350 мм); 2 – максимальная зона (1300x500 мм);
 3 – максимальная зона досягаемости рук при наклоне корпуса вперед до 30° (1300x600 мм)

документация были размещены на рабочем месте слесаря-сборщика следующих образом:

- все предметы, которые рабочий берет только правой или только левой рукой, кладут соответственно справа или слева от рабочего;

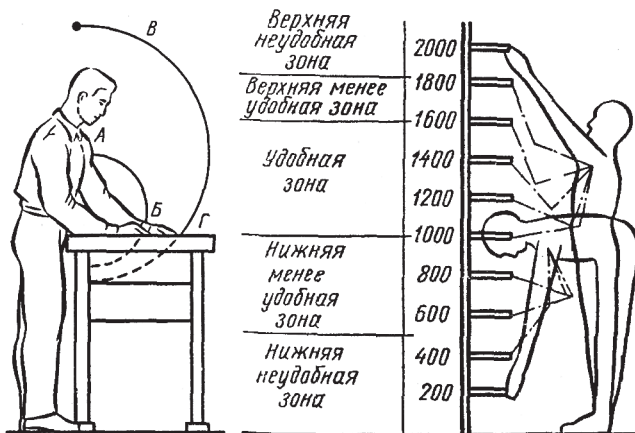


Рис. 6.5. Пределы досягаемости рук слесаря-сборщика в рабочей вертикальной плоскости

- ближе должны лежать предметы, которые требуются чаще, все, чем пользуются реже, располагают дальше;
- не допускают скученности предметов оснащения, стесняющей действия рабочего, и разбросанности, вызывающей излишние движения и затраты времени на поиски;
- каждый предмет должен иметь свое постоянное место, что делает движения рабочего наиболее экономичными.

Размещение специального оборудования и технологического оснащения на рабочем месте слесаря-сборщика должно соответствовать пределам досягаемости рук в нормальной рабочей зоне в горизонтальной и вертикальной плоскости (рис. 6.4 и 6.5).

6.2.4. Слесарные и слесарно-пригоночные работы

К слесарным и слесарно-пригоночным работам относят: опиливание, шабрение, припасовку, притирку, сверление, развертывание, нарезание резьбы, обрубку, гибку, обработку канавок и доделочные работы после механической обработки, которые выполняют на рабочем месте.

Слесарно-пригоночные работы не являются сборочными и относятся к подготовительным операциям, которые предшествуют выполнению сборочных операций. Эти работы выполняют на рабочем месте для стационарной сборки.

При выполнении слесарно-сборочных работ производят также сверление и развертывание отверстий, нарезание резьбы и другие операции. Эти операции (переходы) могут выполнять вручную с помощью специальных механизмов и приспособлений или на станках.

Для предотвращения попадания металлических опилок, кусочков стружки, абразивной пыли, обтирочных материалов в отверстия и каналы детали, приводящих к нагреву и преждевременному износу трущихся поверхностей и подшипников, детали и узлы необходимо подвергать очистке и промывке. Эти операции выполняют в промывочных баках и шкафах, а также в механизированных моечных машинах.

В качестве промывочной жидкости применяют подогретые водные растворы щелочей, например, водный 3-5% раствор кальцинированной соды с маслом или 0,5% водный раствор мыла. Сильно загрязненные мелкие детали сложной конфигурации очищают в установках с использованием ультразвуковых колебаний высокой частоты.

После промывки детали должны быть тщательно просушены с помощью сжатого воздуха. Особенно тщательно необходимо продувать отверстия, пазы, канавки, где чаще всего задерживаются пыль и грязь. Обдув осуществляется специальным пистолетом, снабженным удлиненным соплом, позволяющим направлять струю воздуха в различные углубления. К тому же малый диаметр сопла позволяет создать сильную струю воздуха.

6.3. ОРГАНИЗАЦИЯ УЧАСТКА ДЛЯ ПОДВИЖНОЙ СБОРКИ

При подвижной сборке собираемые узлы или изделия располагают либо непосредственно на роликовой поверхности рольганга, либо устанавливают на деревянные или металлические поддоны соответствующей формы.

6.3.1. Рольганги

Конструктивные параметры рольгангов определяются габаритами собираемых изделий: высота $H=600 \div 800$ мм, ширина в зависимости от габаритов собираемых изделий или поддонов $B=200 \div 1200$ мм (рис. 6.6). Расстояние между осями соседних роликов в сборочных рольгангах принимается в пределах 0,2-0,25 длины собираемого изделия (или поддона, если изделие установлено на поддоне). Диаметр ролика D , мм, зависит от нагрузки P , кг, на которую рассчитан ролик однорядного рольганга, обычно 70% собираемого изделия: $P(D) - 600(73), 1200(105), 2500(155)$.

При двухрядных рольгангах тару возвращают по тому же рольгангу; при однорядных рольгангах тара подается на пер-

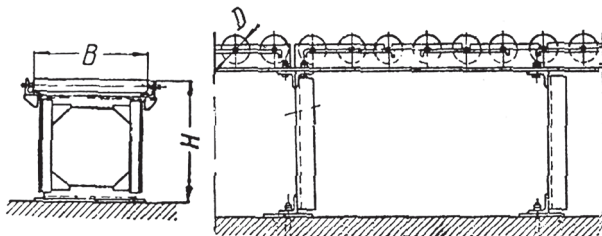


Рис. 6.6. Роликовый рольганг

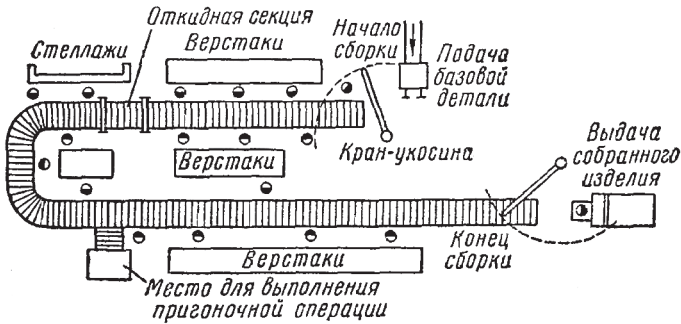


Рис. 6.7. План участка сборки на рольганге

вую сборочную операцию на тележках. Наклонные рольганги, устанавливаемые с уклоном 2-4° в сторону движения груза, употребляются в целях облегчения передачи тяжелых изделий.

На рис. 6.7 показан план участка сборки на рольганге. Расположение рольгангов (прямолинейное, подковообразное или замкнутое) зависит от длины сборочной линии и направления грузопотока в цехе. В местах прохода рольганги имеют откидные секции.

Отдельные пригоночные операции, особенно выполняемые с применением металлорежущих станков, выносятся из потока сборки на специальные рабочие места стационарной сбор-

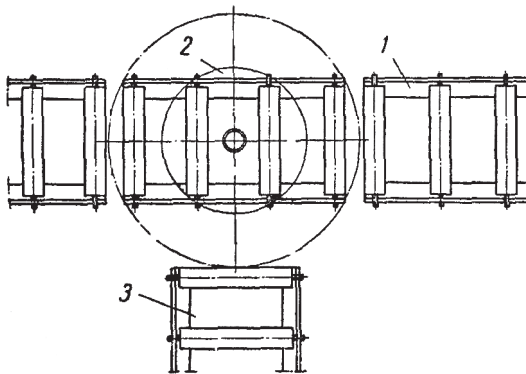


Рис. 6.8. Участок передачи изделия с рольганга на отводной участок

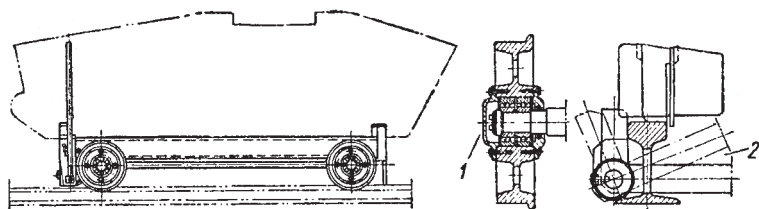


Рис. 6.9. Рельсовая тележка:

1 – колесо тележки; 2 – стопорное устройство

ки рядом с рольгангом. В этом случае рольганг оборудуется отводными участками 3, на которые изделия передают с рольганга 1 с помощью поворотных кругов 2 или специальных поворотных секций (рис. 6.8) или перемещают при помощи крапов и специальных транспортных тележек.

6.3.2. Тележки

Для транспортировки изделия в процессе сборки применяют тележки, перемещаемые по полу или по рельсовому пути; при этом движение тележек может быть свободным или принудительным.

Безрельсовые тележки имеют металлические катки или катки на резиновых литых шинах.

При значительном весе изделий тележки делают на колесах с ребордами для движения по рельсам, которые укладывают на бетонных подушках заподлицо с полом; для удержания тележек в требуемом месте рельсы снабжают стопорными механизмами (рис. 6.9).

При сборке малогабаритных изделий для движения тележек пути устанавливают на эстакадах на высоте 0,7-0,8 м.

6.4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС СБОРКИ

Технологический процесс сборки проектируют на основе: сборочных чертежей, чертежей общих видов сборочных единиц и изделий; технических условий на их приемку и испытание; производственной программы выпуска изделий; по чертежам на детали; спецификаций поступающих на сборку сборочных единиц и деталей; условий, в которых будет выполняться сборочный процесс.

Количество изделий, подлежащих сборке, а также точность, которую следует обеспечить при этом, оказывают существенное влияние на разработку технологического процесса и принятых методов сборки сборочных единиц и изделия в целом.

6.4.1. Методы сборки

Сборку можно осуществлять следующими основными методами: полной взаимозаменяемости; неполной взаимозаменяемости; групповой взаимозаменяемости; пригонки; регулирования (подвижной компенсации).

Сущность этих методов сборки раскрывается в теории размерных цепей.

Размерная цепь – это замкнутый контур взаимосвязанных размеров (звеньев) детали или сборочной единицы. Изменение одного из размеров вызывает изменение других размеров цепи.

Размерная цепь (пример всем известных металлорежущих станков) состоит из составляющих звеньев $A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3$ (рис. 6.10), исходного или замыкающего звена A_Δ и B_Δ . Исходное или замыкающее звено размерной цепи характеризует точность, которую необходимо обеспечить при сборке для нормальной эксплуатации рассматриваемой сборочной единицы.

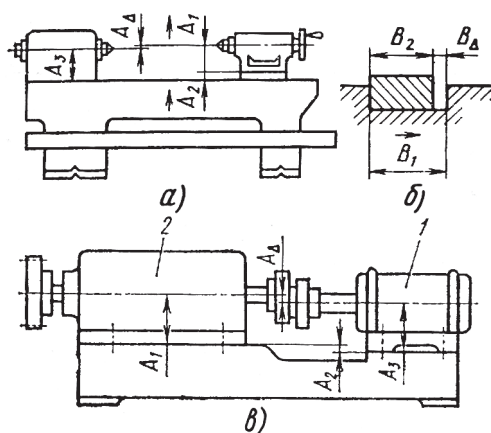


Рис. 6.10. Схемы размерных связей поверхностей

При этом следует иметь в виду, что составляющие звенья подразделяют на увеличивающие, с возрастанием величины которых увеличиваются замыкающее или исходное звено (обозначают $\overline{A_1}, \overline{B_1}$), и уменьшающие, с ростом величины которых исходное или замыкающее звено уменьшается (обозначают A_1, B_1). Например, уравнение размерной цепи сборочной единицы, схема которой изображена на рис. 6.10; а, в, имеет вид $A_1 + A_2 - A_3 - A_\Delta = 0$.

Как правило, размеры и отклонения исходного или замыкающего звена на чертеже не проставляются, а его размер и отклонения получаются в результате соблюдения при изготовлении размеров и отклонений составляющих звеньев размерной цепи.

В качестве примеров могут быть названы следующие исходные или замыкающие размеры:

- допустимые несовпадения осей передней и задней бабок токарного станка, а также шпинделя и отверстия подвески фрезерного станка;

- отклонения от параллельности осей шпинделя передней и задней бабок, а также ходового винта и валика направляющей станины токарного станка, шпинделя к плоскости стола фрезерного станка;

- отклонения от перпендикулярности направляющих поперечного суппорта к оси шпинделя токарного станка, плоскости стола к оси шпинделя сверлильного станка и др.

Размерные цепи составляют для решения двух задач:

1. По величине и допуску (отклонениям) исходного звена определяют допуски (отклонения) составляющих звеньев. Например, известно, что допускаемое несовпадение осей задней и передней бабок (допуск исходного A_Δ звена) токарного станка 0,02 мм, определить допуски и отклонения составляющих A_1, A_2 (рис. 6.10, а).

2. По размерам и допускам (отклонениям) составляющих звеньев определяют величину (размер) и допуск (отклонения) замыкающего звена. Например, известны размеры и отклонения составляющих B_1 и B_2 шпоночного соединения (рис. 6.10, б). Определить размер и отклонения замыкающего звена (зазора) B_Δ .

При решении размерной цепи, т. е. при определении допусков (отклонений) составляющих или исходного (замыкающего) звеньев, устанавливают, какой из вышеперечисленных методов сборки является наиболее приемлемым.

Из теории размерных цепей известно, что допуск исходного или замыкающего звена равен сумме допусков размеров составляющих звеньев цепи.

Следовательно, если допуск замыкающего звена имеет такое значение, при котором составляющие допуска получаются экономически выгодными и достижимы при использовании типовых методов обработки, то сборку этих составляющих звеньев можно вести методом полной взаимозаменяемости.

Метод полной взаимозаменяемости заключается в том, что требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается при включении в нее или замене в ней любого звена (детали) без выбора, подбора или изменения его величины.

Если допуск замыкающего звена мал или число составляющих звеньев цепи большое, то допуски составляющих звеньев получаются небольшими и их достижение при обработке экономически невыгодно, а иногда и технически недостижимо. В этом случае допуски составляющих звеньев расширяют до величин средней экономической точности.

Так как сумма допусков составляющих в данном случае превышает заданный допуск замыкающего звена, то при сборке методом полной взаимозаменяемости часть сборочных единиц может не собираться или собираться с превышением заданного допуска замыкающего звена, т. е. получится брак. В этом случае следует определить возможные убытки от полученного брака. Они должны быть меньше, чем расходы, связанные с применением других методов сборки.

Если убытки от брака недопустимы, то прибегают к другим методам сборки:

- метод групповой взаимозаменяемости;
- метод пригонки или регулировки.

С помощью этих методов добиваются обеспечения заданного допуска замыкающего звена при расширении допусков составляющих. Например, допускаемое несовпадение осей двигателя 1 (рис. 6.10, в) и редуктора 2 (допуск замыкающего) не должно превышать 0,024 мм. Следовательно, допуски составляющих A_1 , A_2 и A_3 не должны превышать $0,024:3=0,008$ мм, где 3 – число составляющих звеньев. Очевидно, что обеспечить изготовление размеров A_2 станин строганием или шлифованием и размера A_1 расточкой отверстия в корпусе редуктора с точностью 0,008 мм экономически не выгодно, так как на этих станках экономическая

точность размеров A_1 , A_2 и A_3 составляет 0,2-0,5 мм. Поэтому назначают допуски на A_1 и A_3 – 0,5 мм, а на A_2 – 0,2 мм, а затем методом пригонки (шабрением или шлифованием) добиваются совпадения осей A_Δ в пределах 0,024 мм.

В чем заключается сущность методов групповой взаимозаменяемости и пригонки.

Метод групповой взаимозаменяемости заключается в том, что точность замыкающего звена достигается путем включения в размерную цепь составляющих звеньев, принадлежащих к одной из групп, т. е. собирают детали одной из групп, на которые они предварительно рассортированы по величине фактического отклонения размера. При использовании этого метода величину допуска T_{cp} увеличивают в n раз и получают производственный допуск $T'_{cp} = nT_{cp}$. Исходя из величины T'_{cp} , устанавливают экономичные допуски $T'_1, T'_2, T'_3, \dots, T'_{m-1}$ на каждое составляющее звено размерной цепи. На каждое из увеличивающих или уменьшающих звеньев можно устанавливать разные по величине допуски, но при этом необходимо, чтобы сумма допусков всех увеличивающих звеньев была равна сумме допусков всех уменьшающих звеньев. При обработке деталей выдерживают отклонения размеров в пределах установленных допусков. После обработки размеры деталей проверяют. Годные детали внутри каждого типоразмера сортируют на n групп. Изделия собирают из деталей, принадлежащих к одной из групп, и тем самым обеспечивают заданную точность замыкающего звена у всех изделий. Этот метод используют для достижения высокой точности замыкающих звеньев малозвенных размерных цепей в серийном и массовом производствах.

Метод пригонки заключается в том, что заданную точность замыкающего звена размерной цепи достигают за счет изменения величины одного заранее выбранного составляющего звена путем снятия необходимого слоя материала. Это звено называют компенсирующим. При использовании этого метода на все составляющие звенья устанавливают экономичные допуски, в результате чего допуск замыкающего звена оказывается увеличенным на величину допусков составляющих звеньев.

В качестве компенсирующего звена не следует выбирать звено, общее для нескольких параллельно связанных размерных цепей. Снятие припуска на пригонку осуществляют подрезкой, шабрением, шлифованием и т.д. Этот метод малоэкономичен, требует значительных затрат ручного труда ра-

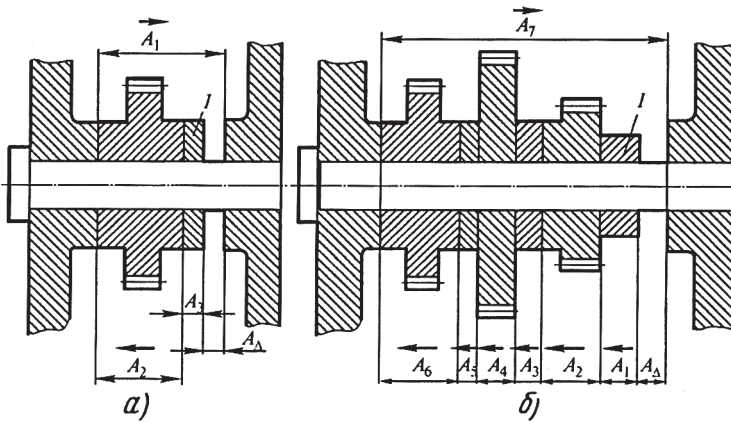


Рис. 6.11. Схемы размерных цепей:

а – малозвенная размерная цепь с неподвижным компенсатором;
 б – многозвенная размерная цепь; A_1 - A_6 – составляющие звенья размерной цепи; A_4 – исходное или составляющее звено размерной цепи; 1 – компенсатор

бочих высокой квалификации. Метод пригонки применяют при ремонте, в единичном и мелкосерийном производствах для обеспечения точности замыкающих звеньев многозвенных размерных цепей изделий, а также при сборке экспериментальных образцов опытной техники.

Метод регулировки заключается в том, что заданная точность замыкающего звена достигается изменением величины заранее выбранного компенсирующего звена без снятия слоя материала. В принципе этот метод аналогичен методу пригонки. Различие состоит в способе изменения величины компенсирующего звена. При методе регулировки это изменение осуществляют путем изменения положения одной из деталей и путем введения в размерную цепь специальной детали 1 требуемого размера. В первом случае (рис. 6.11, а) такая деталь называется подвижным компенсатором, во втором – неподвижным компенсатором (рис. 6.11, б). В качестве неподвижных компенсаторов применяют прокладки, проставочные кольца, втулки и т.д.

Подвижные компенсаторы позволяют поддерживать точность замыкающего звена в процессе эксплуатации и компенсировать износ составляющих звеньев. При использовании неподвижных компенсаторов сначала производят измерение величины замыкающего звена, затем подбирают компенсатор или набор ком-

пенсаторов нужной величины. Число ступеней неподвижных компенсаторов и количество неподвижных компенсаторов в каждой ступени размеров определяют опытным путем. Метод регулировки позволяет достичь высокой точности замыкающих звеньев без применения пригоночных работ или работ, связанных с подбором деталей. Этот метод является весьма экономичным.

В подвижных соединениях, когда детали должны осуществлять тот или иной вид взаимного перемещения, необходимо обеспечить между сопрягаемыми поверхностями зазоры оптимальной величины. Наличие зазоров между поверхностями сопрягаемых деталей дает возможность подвижной детали, кроме требуемого движения, дополнительно изменять свое положение относительно сопрягаемой детали и других деталей под влиянием действующих сил, особенно знакопеременных.

6.4.2. Испытания

Заключительной контрольной операцией технологического процесса изготовления машины является испытание, т. е. проверка работы машины или сборочной единицы, которая является конечным изделием, со снятием необходимых характеристик. При испытаниях не только проверяется доброкачественность сборки, но и проводится общая проверка качества изделия, достигнутого на протяжении всего производственного процесса.

В общем случае производственные испытания машин разделяются на приемочные, контрольные и специальные.

Приемочные испытания производятся с целью определения фактических эксплуатационных характеристик машин (производительности, развиваемой мощности и числа оборотов, удельной затраты горючего, геометрической точности и пр.), а также с целью проверки правильности работы механизмов и узлов (зубчатых, цепных и других передач, подшипников, уплотнений, регуляторов и т. д.).

Машина, поступающая на испытательный стенд, должна иметь сопроводительную карту, в которой контролерами сборки заносятся данные о результатах производственной проверки узлов и деталей в процессе сборки. Правила и режимы испытаний определяются программой испытаний на конкретную машину.

При испытании машины создают условия, близкие к условиям эксплуатации. Например, приемочные испытания металлорежущих станков производят на холостом ходу для проверки работы механизмов и под нагрузкой – для определения производительности, точности и чистоты обработки. При испытании проверяются включение и переключение органов управления для определения правильности их действия, взаимная блокировка, надежность фиксации и отсутствие самопроизвольных смещений, заедания, провертывания и пр. Кроме того, проверяют безотказность действия и точность работы автоматических устройств (делительных механизмов, зажима и т. п.). При испытании станков в работе производят обработку образцов при загрузке до номинальной мощности привода и кратковременных перегрузках на 25% номинальной мощности.

Контрольным испытаниям подвергают не все машины, а лишь те, у которых при приемочных испытаниях были обнаружены недостатки. Контрольные испытания производят после устранения этих недостатков.

Специальные испытания проводят по программам, разработанным в зависимости от целей испытаний (например, для изучения износа частей, при проверке новой конструкции узла или детали, для установления пригодности новой марки материала на ответственных деталях и пр.).

Испытаниям могут быть подвергнуты также собранные узлы (например, масляные и водяные насосы, коробки перемены передач, пары зубчатых колес ответственных передач, вспомогательные агрегаты и т. п.). Важно при испытаниях создать условия работы, близкие к эксплуатационным, в некоторых же случаях ограничиваются получением при испытаниях лишь сравнительных характеристик работы собранных объектов.

Для получения более полных данных о качестве продукции в ряде случаев заводы-изготовители организуют наблюдение за группой машин, работающих в обычных эксплуатационных условиях, а также систематически анализируются выявляющиеся погрешности по рекламациям, поступающим от потребителей.

6.5. СБОРКА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Резьбовые соединения являются наиболее распространенным видом разъемного соединения. Трудоемкость сборки резьбовых соединений составляет 25-40% общей трудоем-

кости сборочных работ. Наиболее часто применяемые резьбовые соединения: винтовые, болтовые, шпилечные.

6.5.1. Сборка и разборка болтовых соединений

6.5.1.1. Подготовка к сборке

Сборку болтового соединения начинают с подготовки поверхностей, по которым соединяются детали. Для создания герметичности иногда плоскости пришабривают или притирают. Следует учесть, что герметичность стыка увеличивается в 2-2,5 раза при повторной сборке соединения. Величина зазора между плоскостями разъема должна быть указана в чертежах. Кованые или литые детали должны иметь обработанные поверхности под устанавливаемые крепежные детали.

6.5.1.2. Сборка болтовых соединений

Наиболее распространенный тип болтового соединения – соединение, собранное на болтах или винтах. При подготовке соединения к сборке необходимо проверить, что в собираемом соединении крепежных деталей с метрической резьбой (табл. 6.1) обеспечены запас резьбы, глубина сверления и выход конца винта из гайки с метрической резьбой в соответствии с табл. 6.1.

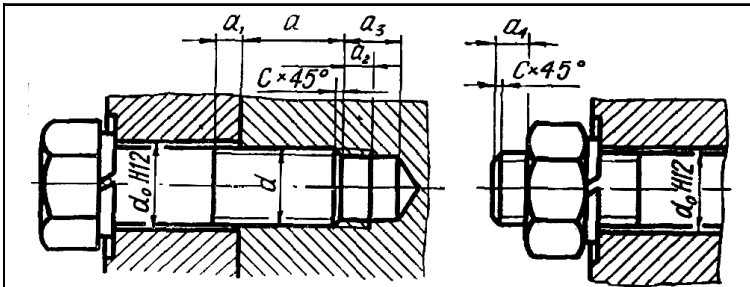
Резьба болта или винта должна быть чистой от грязи, без забоин и слегка смазанной. Болт обычно вставляют снизу, а затем навинчивают гайку. Гайки затягивают только тогда, когда поставлены все болты, шайбы и гайки.

Затягивают гайки или винты постепенно. На длинных крышках, например на крышках блоков двигателей внутреннего сгорания, на крышках больших редукторов, гайки или винты затягивают от середины к краям. Гайки или винты, расположенные по кругу, например на фланцах крышек цилиндров и т. д., затягивают крест-накрест. Сначала все гайки или винты заворачивают до соприкосновения с шайбами или с поверхностью детали, затем слегка затягивают и только в третий раз затягивают окончательно.

Если гайки или винты затягивать последовательно, то затяжка может оказаться неравномерной и вызвать перегрузку отдельных гаек, смятие резьбы и даже обрыв болта. За-

Таблица 6.1

Запас резьбы, глубины сверления и выход конца винта из гайки с метрической резьбой, мм, для крепежных деталей с метрической резьбой (значения эмпирические)



Шаг резьбы Р	d резьбы	$\geq a_1$	$\geq a_2$ (без сбега)	$\geq a_3$	a_4	c
1,0	6	3,5	2	6	1,5÷2,5	1,0
1,25	8	4	2,5	8	1,5÷2,5	1,6
1,5	10	4,5	3	9	2÷3	
1,75	12	5,5	3,5	11	2÷3,5	2
2,0	16	6	4	12	2,5÷4	
2,5	18, 20, 22	7	5	15	2,5÷5	2,5
3,0	24, 27	8	6	18	3÷6	
3,5	30, 32	10	7	21	3,5÷7	3
4,0	36, 39	12	8	24	4÷8	
4,5	42, 45	12	9	27	4,5÷9	4
5,0	48, 52	15	10	30	5÷10	5
Глубина завинчивания винтов, $a = K_p d$						
σ_B , МПа	Сталь, бронза		Чугун		Силумин	
	K_p					
400-500	0,8-0,9		1,3-1,4		1,4-2,0	
900-1000	1,6-2,0		2,0-2,5		2,0-2,5	

Таблица 6.2

Допускаемая сила затяжки резьбового крепежного соединения $[F_p]$

d, мм	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30
$[F_p]$, кН	1,40	2,40	3,60	7,50	14,0	23,0	45,0
S = D, мм	12	14	17	22	27	32	41

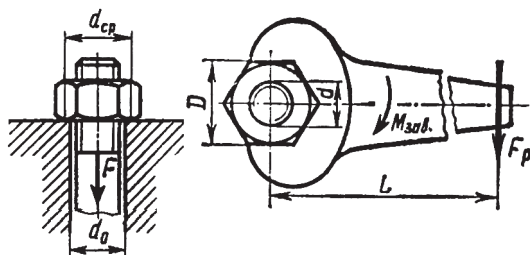


Рис. 6.12. Схема действия сил в резьбовом соединении при затяжке

тягивание гаек от краев к середине приводит к искривлению крышек.

Контроль усилия затяжки винтов и болтов осуществляют либо выбором соответствующей длины рукоятки ключа, либо применением предельных и динамометрических ключей.

Для затяжки крепежного резьбового соединения осевой силой F (рис. 6.12) необходимо создать момент завинчивания $M_{зав}$, равный сумме момента сил в резьбе d и момента сил трения на опорной поверхности гайки.

Длина стандартных ключей $L \approx 15d$. Приложив к концу ключа силу F_p , можно определить отношение F/F_p , т. е. выигрыш в силе за счет резьбы. Так как $M_{зав} = F_p L$, то $0,2Fd = 15F_p d$, откуда $F/F_p \approx 75$.

Рекомендуемая допускаемая сила затяжки $[F_p]$ болта из стали Ст3 в зависимости от диаметра резьбы и размера захвата гаечного ключа D (размер «под ключ» S) приведены в табл. 6.2.

Расчет и практика эксплуатации резьбовых соединений показали, что болты с резьбой менее М10 при затяжке стандартными ключами ($L \approx 15d$) могут быть разрушены. Например, болт с резьбой М6 из стали Ст3 разрушается при силе на ключе $F_p \approx 45H$.

Поэтому в резьбовых соединениях для машин технологического назначения, как правило, не применяют болты с резьбой менее М8 (безопасная затяжка болтов малых диаметров осуществляется специальными ключами, ограничивающими размер силы F_p).

Рекомендуемая глубина завинчивания винта (болта): $H \approx 0,9d$ – в стальные детали; $H \approx 1,4d$ – в чугунные детали; $H \approx (1,5...2)d$ – в детали из легких сплавов.

После сборки болтовое соединение должно быть застопорено от отвинчивания.

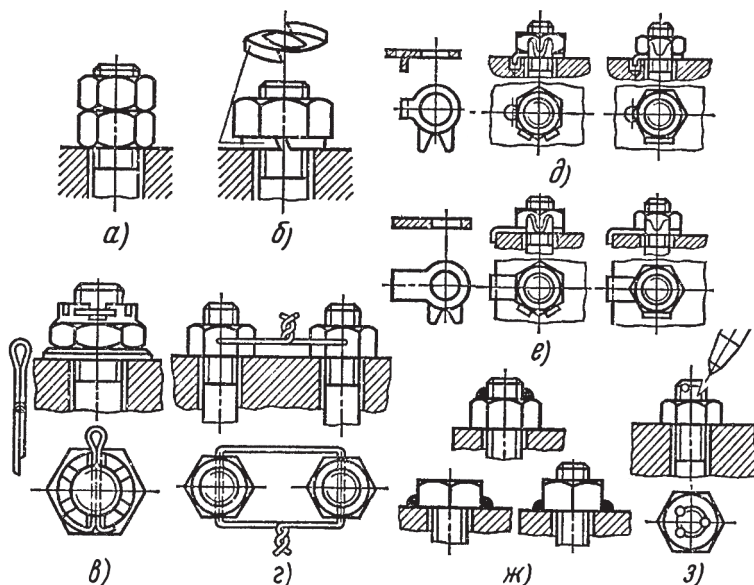


Рис. 6.13. Способы предохранения резьбовых элементов от самоотвинчивания

6.5.1.3. Стопорные устройства для резьбовых крепежных соединений

Резьбовые соединения в процессе работы не должны ослаблять соединение закрепленных деталей, т.е. они не должны самопроизвольно отвинчиваться под действием вибраций, возникающих при движении, толчках и ударах деталей машин во время работы. Поэтому ответственные резьбовые соединения после затяжки стопорят.

Стопорение ответственных резьбовых соединений производят разными способами. Их выбор зависит от доступа к местам крепления, от условий работы соединения, от конструкции соединения и др. Различают следующие способы предохранения резьбовых элементов от самоотвинчивания:

- контргайкой (рис. 6.13, а), которая препятствует самоотвинчиванию силой трения в резьбе и на торцовых поверхностях двух гаек. Этот способ позволяет легко регулировать силу затяжки резьбового соединения, фиксируя положение ниж-

ней гайки путем поворота верхней гайки после касания на соответствующий угол затяжки;

- пружинными шайбами (рис. 6.13, б), которые обеспечивают напряженное состояние резьбового соединения. Пружинная шайба имеет высокую твердость, концы разреза разведены и заострены. Это позволяет произвести затяжку соединения и расплющить шайбу. При этом заостренные концы разреза пружинной шайбы прижаты к торцу гайки или головки болта и к поверхности закрепляемой детали (рис. 6.13, ж).

Шайбы специального назначения применяют как стопорные детали, предотвращающие самоотвинчивание гаек, болтов. Примеры таких шайб приведены на рис. 6.13, е.

При отвертывании под действием пружинных сил заостренные концы разреза пружинной шайбы внедряются в металл гайки или головки болта и в металл закрепляемой детали и тем самым удерживают болт или гайку от отвинчивания; разводными шплинтами (рис. 6.13, в) – один из распространенных и наиболее надежных способов. Разводные шплинты изготавливают с кольцевой головкой из стальной проволоки полукруглого сечения. Концы шплинта вставляют в отверстие, соединяющее болт с гайкой, и разводят; мягкой проволокой (рис. 6.13, г), которую применяют для нескольких и целых групп болтов. При этом головки болтов должны быть соединены проволокой так, чтобы ослабление затяжки одного из них вызвало натяжение проволоки и этим способствовало затяжке остальных; жестким соединением резьбовых деталей, которое осуществляют применением деформируемых стопорных шайб с носком (рис. 6.13, д) и с лапкой (рис. 6.13, е). Деформируемая шайба такой формы имеет выступы. Один из них, вставляется в отверстие детали или обжимается по краю детали, а другие отгибают и прижимают к грани завернутого болта или гайки, чем фиксируют их от отвинчивания; путем сварки головки винта, болта, гайки или шпильки (рис. 6.13, ж); посредством кернения резьбовых деталей с торца и бокового (рис. 6.13, з), расклепывания стержня резьбовой детали, закрашиванием лаком выхода резьбы из гайки и др.

Для стандартной крепежной резьбы угол подъема резьбы $\psi \leq 4^\circ$, а приведенный угол трения φ' в зависимости от материала гайки и винта – $\varphi' = 6 \div 16^\circ$, следовательно, все крепежные резьбы – самоотвинчивающиеся и при статической нагрузке не самоотвинчиваются.

Мелкие крепежные резьбы (по сравнению с крупными) имеют меньший угол подъема резьбы и поэтому они менее склонны к самоотвинчиванию при динамических нагрузках.

6.5.1.4. Разборка болтового соединения

Разборку болтового соединения начинают с освобождения гаек от стопорных устройств. После этого приступают

Таблица 6.3

Сбеги, недорезы, проточки и фаски для трубной цилиндрической резьбы (по ГОСТ 10549-80)

		Для наружной резьбы						Для внутренней резьбы							
Размеры резьбы, дюймы	Число витков на 1"	Наружная резьба				Внутренняя резьба									
		сбег х	недорез, $a_1 \text{ max}$	проточка		фаска z	сбег х _в	недорез, $a_2 \text{ max}$	проточка		фаска z				
				f	R				R ₁	d _f		f	R	R ₁	d _f
1/8	28	1,6	2,5	2,5	1,0	0,5	8	1,0	2,2	4	4	1,0	0,5	10,0	1,0
1/4	18	2,4	4,0	4	1,0	0,5	11	1,6	3,3	5	5	1,6		13,5	
3/8							14,5							17,0	
1/2	14	4,5	5,0	5			18			8	8	2,0		21,5	1,6
3/4							23,5							27,0	
1	11	4,1	6,0	6	1,6	1,0	29,5							34,0	1,6
1 1/4							38							43	
1 1/2							44							48,5	
2							56							60,5	
2 1/2							71,5							76	
3							84							89	
4							109							114	
5							134,5							139	
6	160	165													

ют к отвинчиванию гаек. Если гайка не отвинчивается, то не следует удлинять рукоятку ключа или прикладывать большие усилия, так как этим можно сорвать резьбу или скрутить болт. В этом случае смачивают резьбу керосином и через некоторое время (когда керосин проникнет в резьбу) вновь пытаются отвинтить гайку. Если гайка после этого тоже не отвинчивается, то пробуют завинтить ее даль-

Таблица 6.4

Сбеги, недорезы, проточки и фаски, запас резьбы и глубины сверления для конической дюймовой резьбы с углом профиля 60° по ГОСТ 6111-52

		Для наружной резьбы						Для внутренней резьбы						
Размеры резьбы, дюймы	Число витков на 1"	Наружная резьба				Внутренняя резьба				Фаска $c=c_1$				
		сбег l_1	недорез $l_{2\max}$	проточка		сбег $l_{3\max}$	недорез $l_{4\max}$	проточка						
				b	r	r_1	d_4			b	r	r_1	d_4	
$1/16$	27	2,5	3,5	2	0,5	0,3	6/8	3,0	6	3			8,5	1,0
$1/8$													10,5	
$1/4$	18	3,5	5,5	3	1,0		11/14	4,0	9	4	1,0	0,5	14,0	
$3/8$													17,5	
$1/2$	14	4,5	6,0	4			18/23	5,5	11	6			22,0	1,6
$3/4$						0,5							27,0	
1							29/38						34,0	
$1 1/4$	-	5,5	7,0	5	1,6		44/56	6,5	14	7	1,6	1,0	42,5	2,0
$1 1/2$													48,5	
2													60,5	

ше и когда она сдвинется с места, вновь начинают отвинчивать.

Когда все гайки отвинчены, удаляют болты.

Затем начинают последовательно завинчивать отжимные болты до тех пор, пока зазор между деталями не будет достаточным для того, чтобы снять деталь или сборочную единицу.

6.5.1.5. Подготовка к сборке других резьбовых соединений

Подготовка к сборке других резьбовых соединений заключается в проверке соответствия размеров сбегов, недорезов, про-

Таблица 6.5
Сбеги, проточки и фаски для трапецидальной однозаходной резьбы по ГОСТ 10549-80

Шаг резьбы	Проточка					Фаска z
	f	R	R ₁	наружная резьба d _f	внутренняя резьба d _f	
2	3	1,0	0,5	d-3,0	d+1,0	1,6
3	5	1,6		d-4,2		2,0
4	6		2,0	d-5,2	d+1,1	2,5
5	8	d-7,0		3,0		
6	10	3,0	d-8,0	d+1,6	3,5	
8	12		d-10,2		4,5	
10	16	5,0	d-12,5	d+1,8	5,5	
12	18		d-14,5		6,5	
16	25	2,0	d-19,5	d+2,8	9,0	
20			d-24,0	d+3,0	11,0	
24			30	d-28,0	d+3,5	13,0

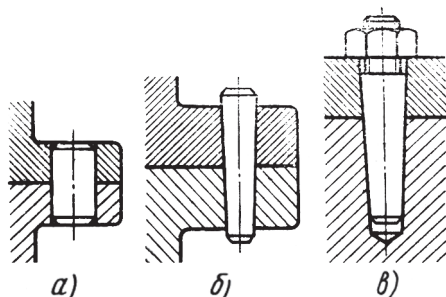


Рис. 6.14. Штифтовые соединения:

а – с цилиндрическим штифтом; б, в, – с коническим штифтом

точек и фасок на соединяемых резьбовых деталях по нормам, приведенным в табл. 6.3, 6.4, 6.5.

6.5.1.6. Постановка контрольных штифтов

Для возможности установки на прежнее место снятую тщательно выверенную и приработанную деталь или сборочную единицу применяют конические или цилиндрические штифты.

Штифтовые соединения применяют для фиксации взаимного положения деталей (рис. 6.14). В качестве распространенного примера можно привести фиксацию двумя коническими штифтами взаимного положения корпуса и крышки редуктора (рис. 6.14, б), чем обеспечивается сохранение их взаимного положения при совместной механической обработке, сборке и разборке редуктора.

Диаметр штифта должен быть на $20 \div 30\%$ меньше диаметра болта или винта, которым крепится деталь или сборочная единица.

Отверстия под контрольные штифты сверлят после того, как соединяемые детали выверены относительно друг друга и закреплены окончательно.

Штифтов в соединении должно быть не менее двух, и они должны быть расположены друг от друга на максимально возможном расстоянии. Например, при соединении деталей прямоугольной формы контрольные штифты ставят по диагонали между крепежными деталями. При сверлении отверстий под штифты оставляют припуск на развертывание посадочного отверстия под устанавливаемый штифт.

Цилиндрические штифты обычно ставят на рабочее место с гарантированным натягом $K7/m6$ или по переходной посадке $H7/m6$, а в движущихся соединениях – с расклепыванием концов.

Окончательно забитый штифт должен выступать над поверхностью на размер не менее двух фасок. Если нет возможности выбить штифт или отверстие несквозное, то применяют вытяжные штифты (рис. 6.14, в).

6.5.2. Сборка и разборка соединений на шпильках

Соединения на шпильках осуществляют неподвижной посадкой шпилек в тело детали одним из четырех способов: по сбегу резьбы; с помощью плотной резьбы; с помощью бурта и с упором в дно отверстия.

Правильно завернутая шпилька в отверстие должна сидеть плотно и при отвинчивании гайки даже с тугой резьбой не должна вывинчиваться из детали. Шпилька должна быть строго перпендикулярна той плоскости, в которую она ввернута. Глубину отверстия делают больше длины резьбовой части шпильки. В глухих отверстиях резьбу нарезают с большой осторожностью.

Шпильки завертывают и вывертывают разными способами.

Первый способ. На свободный резьбовой конец шпильки навинчивают две гайки и верхней гайкой контрят нижнюю. Вращая ключом за верхнюю гайку, ввертывают шпильку в резьбовое отверстие плотно на сбег резьбы.

Второй способ. На конец шпильки свободно навинчивают специальное приспособление (рис. 6.15, а), представляющее собой высокую шестигранную гайку с внутренней резьбой для шпильки. Гайка стопорится на конце шпильки винтом, который упирается в торец шпильки. Затем обычным гаечным ключом вращают гайку за наружный шестигранник и завинчивают шпильку в деталь. Когда шпилька завинчена, стопорный винт ослабляют, придерживая гайку ключом; после этого гайка легко свинчивается со шпильки.

Для повышения производительности используют электро- и пневмоинструмент с применением специальной головки для шпильковерта (рис. 6.15, б). Сменную гайку 1 навинчивают на шпильку до упора-шарика 2, перемещение которого ограничивается пятой 3. При завертывании шпильковертом шпильки до конца в резьбовое отверстие в го-

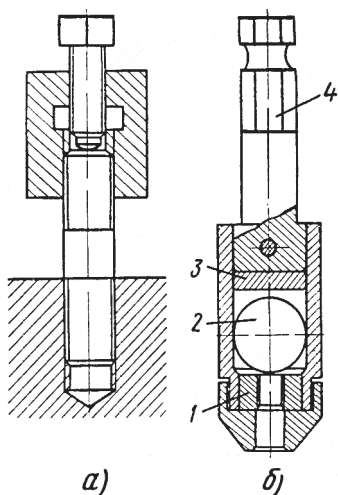


Рис. 6.15. Приспособления для заворачивания шпилек

ловке шарик 2 будет проскальзывать по пяте 3. После этого шпильковерт переключают на обратный ход, и головка свинчивается со шпильки.

Используя сменные гайки 1 можно заворачивать шпильки различного диаметра. Наличие на хвостовике шести граней 4 под ключ позволяет использовать головку при заворачивании гаек вручную.

При установке шпилек необходимо выполнять следующие основные правила:

- 1) шпилька должна иметь плотную посадку в корпусе;
- 2) ось шпильки должна быть перпендикулярна к поверхности детали.

Контроль установки резьбовых шпилек осуществляется одним из двух способов: по шаблону для нескольких шпилек (рис. 6.16, а); по угольнику или шаблону на каждую шпильку (рис. 6.16, б).

Категорически запрещается подгибать шпильки, если они не попадают в отверстия детали, так как они при этом деформируются у корня (по резьбе) и могут лопнуть во время работы. Перекос шпилек можно исправлять только нарезанием новой резьбы в отверстии.

Важным условием нормальной работы резьбового соединения являются отсутствие изгибающих напряжений в стержне болта или шпильки. В связи с этим неплотное прилегание гайки

к торцу детали недопустимо. Гайки должны наворачиваться на шпильки от руки до соприкосновения с деталью. При большом числе гаек рекомендуется завертывать их в определенном порядке. Общий принцип затяжки – сначала затягивают гайки, находящиеся в середине детали, затем попеременно по паре с каждой стороны. Гайки целесообразно затягивать постепенно, т. е. сначала затянуть все гайки на одну треть затяжки, затем на две трети и, наконец, на полную затяжку. Гайки, расположенные по кругу, следует затягивать крест-накрест и также постепенно.

Следует особо тщательно выбирать крепежные детали для крепления фланцев и крышек, прижимающих прецизионные подшипники шпиндельных узлов. Перекосы резьбы или торцов винтов и зенковок под головки винтов приводят к деформации фланцев и крышек и, как следствие, к перекоосу самого подшипника. Большое значение в этих случаях приобретает также равномерность затяжки.

К резьбовым соединениям предъявляют следующие требования:

- все гайки, входящие в резьбовые соединения, должны быть до отказа и равномерно затянуты;
- в резьбовых соединениях, работающих при толчках, ударах, вибрации, гайки должны быть застопорены (затянуты контргайкой), а у подкладных шайб – отогнуты выступы, вставлены штифты и т. д.;
- болт или шпилька должны выступать над гайкой не менее чем на два витка резьбы;
- на выступающих концах болтов и шпилек резьба должна быть чистой и полной;

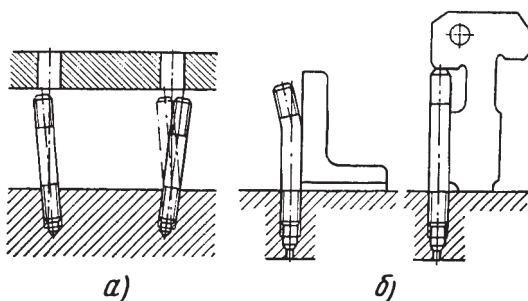


Рис. 6.16. Контроль установки резьбовых шпилек в деталь

- под гайками и головками болтов не должно быть зазоров, и они должны плотно соприкаться с соединяемыми деталями;
- при сборке болтовых соединений не допускается наращивание рукояток ключей. Применять можно ключи только с рукоятками стандартной длины.

6.6. СБОРКА ВАЛОВ, ОСЕЙ И МУФТ

Характерные способы крепления деталей, устанавливаемых на концах валов (полумуфт, шкивов, зубчатых колес, звездочек и др.) приведены на рис. 6.17.

Посадку деталей на конусный конец вала производят с обязательным приложением осевой силы, например, с помощью болта 4 через торцовую шайбу (рис. 6.17, а). Стопорная шайба 3 фиксирует болт относительно шайбы 1, а цилиндрический штифт 2 фиксирует шайбу 1 относительно вала. Надежно также крепление детали гайкой 1 (рис. 6.17, б). Гайку после затяжки стопорят шайбой 3. Для достижения точного базирования при относительно короткой ступице ($l_{ст}/d < 0,8$) детали, посаженные на гладкий или шлицевой цилиндрический конец вала, поджимают гайкой к торцу заплечика вала (рис. 6.17, в).

При относительно длинной ступице деталь фиксируют на валах установочным винтом 1, застопоренным пружинным кольцом 2 – рис. 6.17, г.

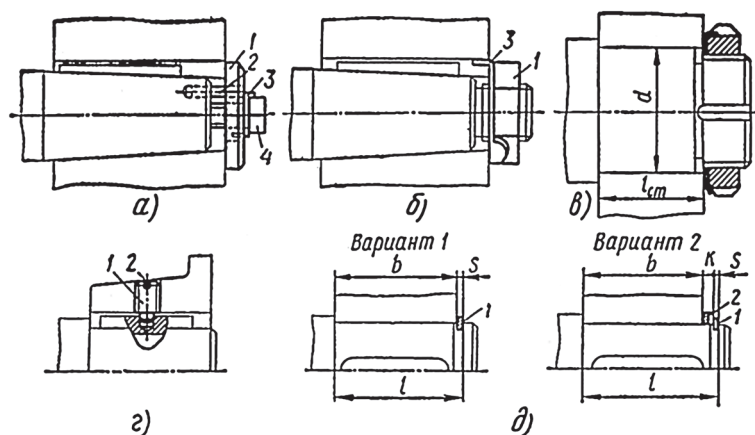
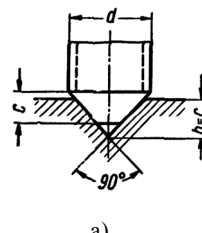
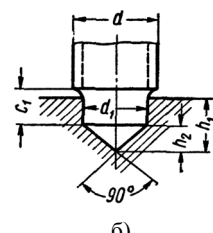


Рис. 6.17. Способы установки деталей на концах валов

Таблица 6.6

Углубления в валах под концы установочных винтов

	d	d ₁	c	c ₁	h ₁	h ₂
	2	-	1	-	-	-
	3	-	1,6	-	-	-
	4	-	2	-	-	-
	5	-	2,5	-	-	-
	6	4,5	2	4	4	2,25
	8	6	3	5	5	3
	10	7	3,5	6	6	3,5
	12	9	4	7	8	4,5
	16	12	5	8	10	6
	20	15	-	10	12	7,5

Примечания: а – углубления под винты по ГОСТ 1476-93;
б – углубления под винты по ГОСТ 1478-93, 1481, 1482-84.

Углубления в валах под концы установочных винтов приведены в табл. 6.6.

На рис. 6.17, д деталь фиксируют на валу стопорным пружинным кольцом 1; вследствие погрешностей размеров ℓ , b и s между торцами кольца и ступицей детали может возникнуть зазор k . Для устранения зазора между ступицей и кольцом 1 ставят компенсаторное кольцо 2 (рис. 6.17, д, вариант 2).

Для соединения детали с гладким валом вместо шпонки между деталью и валом ставят втулку 1 аналогичную закрепительной втулке для радиальных шарико- и роликоподшипников. Во избежание пробуксовывания втулки на валу (вследствие остаточного удлинения винта или смятия контактирующих поверхностей) между гайкой 3 и деталью иногда ставят толстые упругие прокладки, благодаря чему конус за-

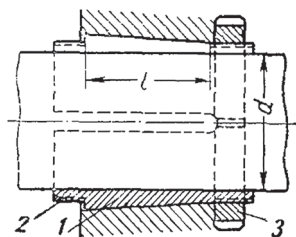


Рис. 6.18. Закрепление детали на гладком валу без шпонки

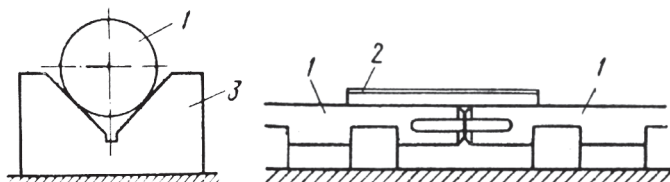


Рис. 6.19. Проверка соосности валов лекальной линейкой:
1 – валы; 2 – линейка; 3 – призматическая опора

тягивается в деталь с постоянной силой. Для того чтобы ослабить затяжку втулки для перемещения детали по валу, втулка снабжается на противоположном конце резьбой 2 под затяжную гайку.

Составной вал (из двух, трех и более частей) собирают в жесткое соединение с помощью муфт: шлицевых, гладких, цилиндрических, конических и глухих свертных. При этом вал устанавливают и закрепляют на призматических опорах с регулируемой высотой, обязательно соблюдая соосность валов (рис. 6.19).

Соосность проверяют, прикладывая контрольную линейку 2 к валам в вертикальной и горизонтальной плоскости. При соосности валов между линейкой и валами не должно быть никаких зазоров.

Совпадение осей валов можно проверить также хомутиком, оснащенным индикатором. Хомутик закрепляют на конце одного из валов так, чтобы измерительный стержень индикатора касался наружной поверхности конца второго вала (рис. 6.20).

Для снятия показаний вращают вал с хомутиком относительно оси, наблюдая за показаниями стрелки индикатора. Смещение не должно превышать 0,2...0,4 мм или того значения, которое требуется для установки конкретной муфты. После проверки соосности осей валов приступают к установке и закреплению муфты.

Для проверки соосности концов валов двух разных сборочных единиц (агрегатов), например, А и Б (рис. 6.21), применяют специальные поворотные приспособления, представляющие собой съемные кронштейны 1 и 4, закрепляемые на концах валов. Винтами 3 и 2 в одном из положений кронштейна устанавливают (по щупу) зазоры m и n между измерительными поверхностями.

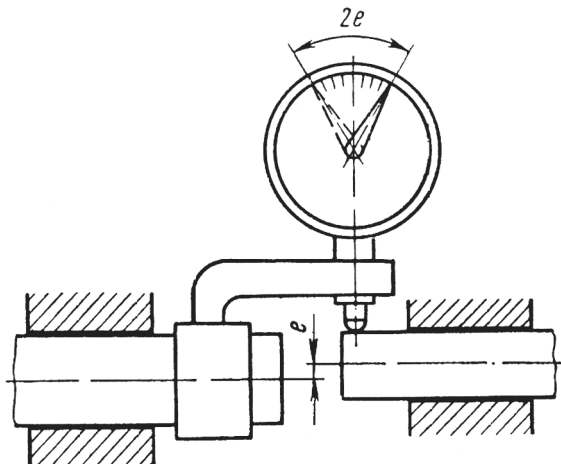


Рис. 6.20. Проверка соосности валов приспособлением с индикатором

Если оси расположены правильно, то зазоры m и n будут одинаковы в любом положении кронштейнов при повороте валов А и Б. Если при повороте валов на 180° зазор m увеличится или уменьшится, значит, вал Б перекошен, а если зазор m остается таким же, но изменится величина зазора n , значит, оси валов А и Б параллельны, но не совпадают. Смещение валов должно не превышать значения, указанного в технических условиях на установку конкретной муфты.

Сборку муфты и установку на вал обычно начинают с подготовки деталей к сборке. Сборку муфты обычно начинают с пригонки шпонки, проверки посадочных мест деталей. Ниже описана сборка фрикционной сцепной многодисковой муфты (рис. 6.22).

На вал слева насаживают зубчатое колесо 9. На вал справа насаживают фланцевую втулку 1, которая укрепляется на валу шпонкой и стопорным винтом. Затем приступают к сборке фрикционных дисков, которые своими выступами должны входить в прорези втулки зубчатого колеса 9 и в прорези втулки 1 на валу. Сначала ставят ведущий диск 3, который входит в прорези втулки зубчатого колеса 9, а затем ведомый диск 2, который входит в пазы втулки 1, затем ставят ведущий диск 3 и диск 2 и т. д. поочередно. Последним устанавливают ведомый диск 2.

После установки набора дисков ставят в прорези втулки 1 стопорный диск 4, у которого в торце имеются отверстия, за-

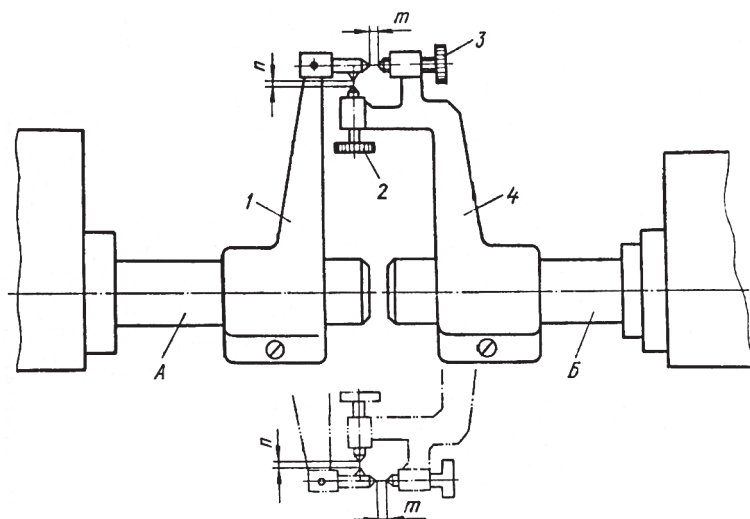


Рис. 6.21. Схема проверки соосности валов с помощью поворотного приспособления

тем навинчивают гайку 5, предварительно собранную с кулачками 8 и фиксатором 6. Фиксатор 6 вводится в любое отверстие диска 4. Далее на вал устанавливают подвижную втулку 7, которая перемещается рычажной системой.

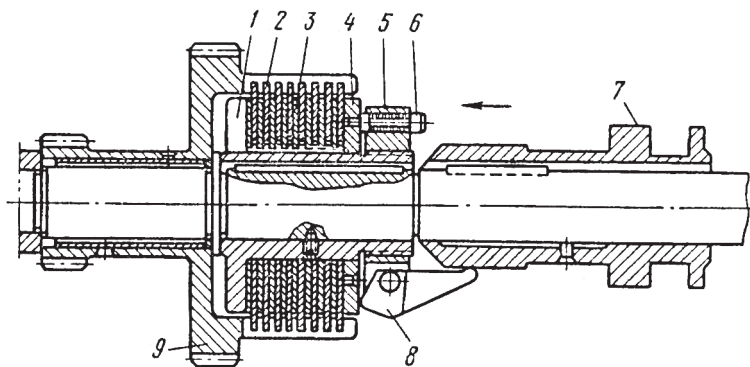


Рис. 6.22. Фрикционная многодисковая муфта

Муфту регулируют следующим образом. Вытянув фиксатор 6 из отверстия стопорного диска 4, вращая гайку 5, сжимают диски до тех пор, пока при вращении вручную вала не будет ощущаться трение между дисками. После этого вращают гайку 5 в обратную сторону, пока не исчезнет трение между дисками. После этого в отверстие стопорного диска 4 вводят фиксатор 6. Затем, перемещая втулку 7, включают муфту. Если при этом усилие включения муфты, соответствует усилию, указанному в чертеже, то регулировку считают законченной. Если усилие велико, то гайку 5 отпускают до тех пор, пока усилие включения муфты не будет соответствовать усилию, указанному в чертеже.

6.7. СБОРКА ШПОНОЧНЫХ, ШЛИЦЕВЫХ И КОНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

6.7.1. Сборка шпоночных соединений

Шпонки применяют для закрепления на валах или осях механизмов и машин таких деталей, как маховик, зубчатое колесо, шкив. На рис. 6.23 показаны клиновые, направляющие, призматические, сегментные и тангенциальные шпонки. Для установки шпонок на деталях фрезеруют шпоночные канавки по форме и размерам шпонок.

Шпоночные соединения бывают *напряженными* (создаваемые клиновыми шпонками и способные передавать крутящий момент и осевую силу) и *ненапряженными* (создаваемые призматическими и сегментными шпонками и передающими только крутящий момент).

Шпонки изготавливают из углеродистой конструкционной стали.

Клиновые шпонки (рис. 6.23, а) представляют собой клин с уклоном 1:100, который запрессовывается между валом и ступицей. Клиновые шпонки применяют при сборке сборочных единиц, не требующих высокой точности, так как они смещают ось ступицы по отношению к оси вала и при короткой ступице могут вызвать перекосяк.

Пригонку клиновых шпонок выполняют слесари высокой квалификации, так как это сложная и трудоемкая операция. Сложность пригонки состоит в том, что угол наклона паза насаженной на вал детали должен совпадать с углом наклона шпонки. Пригоняют шпонки припиливанием и пришабриванием «по краске».

Призматические шпонки (рис. 6.23, б) обеспечивают лучшее центрирование вала с сопрягаемой деталью и позволяют осуществлять как неподвижные, так и подвижные соединения. Призматические шпонки закладывают в шпоночные пазы так, чтобы между верхней гранью шпонки и дном паза верхней детали был зазор. Крутящий момент передается боковыми гранями шпонки, поэтому призматические шпонки должны иметь гарантированный натяг по боковым сторонам шпоночного паза.

При сборке соединений призматические шпонки пригоняют сначала по шпоночному пазу на валу, а затем легкими ударами медного молотка или давлением пресса ставят на место. После запрессовки шпонки контролируют величину радиального зазора между шпонкой и дном шпоночного паза ступи-

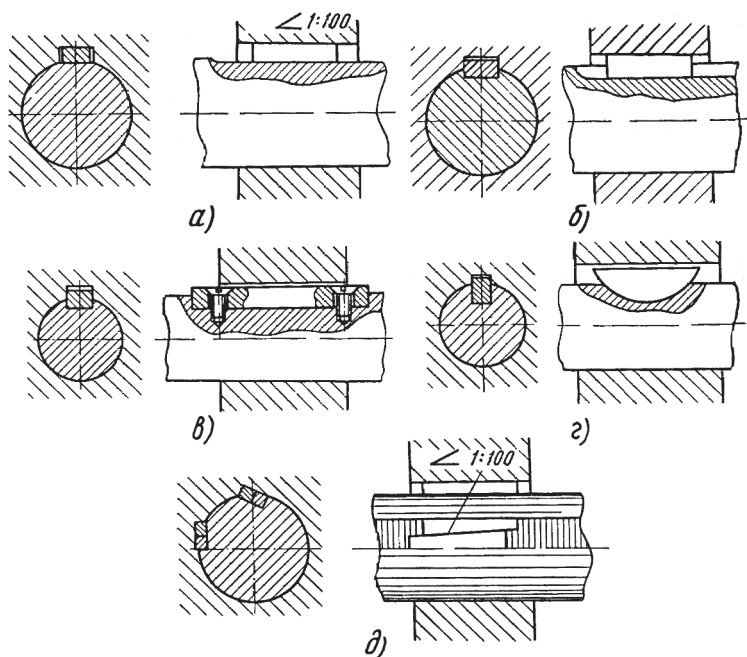


Рис. 6.23. Типы шпонок:

- а – клиновья на лыске; б – клиновья врезная (призматическая);
- в – направляющая; г – сегментная; д – тангенциальная

цы. Затем на вал со шпонкой напрессовывают шкив или зубчатое колесо.

Направляющие шпонки (рис. 6.23, в) применяют в тех случаях, когда детали должны свободно перемещаться вдоль вала, например, кулачковая муфта, скользящие зубчатые колеса, ступицы конусных, дисковых муфт и т. д. и передавать крутящий момент. Направляющие шпонки крепят на валу винтами. Для того чтобы обеспечить перемещение детали вдоль шпонки без заклинивания, после установки и закрепления шпонки на валу проверяют на призме или в центрах параллельность боковой поверхности шпонки к оси или образующей цилиндрической поверхности вала, величина отклонения которой не должна превышать половины зазора между размерами шпонки и шпоночным пазом. Эту проверку рекомендуют выполнять также для неподвижных соединений.

Сегментные шпонки (рис. 6.23, г) работают так же, как и призматические, но применяют их только для неподвижных соединений. Крутящий момент передается через боковые грани шпонок и пазов. Основным преимуществом соединения сегментными шпонками является простота и дешевизна изготовления шпонок и шпоночных пазов.

Тангенциальные шпонки (рис. 6.23, д), как и клиновые, состоят из двух клиньев с уклоном 1:100. Широкая грань тангенциальной шпонки направлена по касательной к цилиндрической поверхности вала. Затяжка осуществляется ударами молотка по торцу широкой части одного из клиньев. Такие шпонки ставят при диаметрах вала более 100 мм.

Тангенциальные шпонки соединяют с усилием, обычно ударами молотка, и этим создают напряженное соединение.

6.7.2. Сборка шлицевых соединений

Шлицевые соединения предназначены для передачи больших крутящих моментов и по сравнению со шпоночными соединениями имеют следующие преимущества:

- при шлицевом соединении достигается более точное центрирование детали по валу;
- вал почти не ослаблен, особенно при большом количестве шлицев, когда впадины можно сделать неглубокими;
- при сборке шлицевых соединений не требуется никаких слесарно-пригоночных операций, так как после механической

обработки деталей таких соединений получается полная их взаимозаменяемость.

На рис. 6.24; а, б, в, г показаны прямобочные, эвольвентные и треугольные профили шлицев. Наиболее распространенный профиль шлицев – прямобочный, однако теперь стали применять также шлицы с эвольвентным профилем, обеспечивающим лучшее центрирование деталей, чем с прямобочным.

Треугольные шлицы используют только при небольших нагрузках и на валах небольшого диаметра.

Шлицевые соединения, имеющие подвижные посадки, собирают вручную без пригонки. Шлицевые соединения различают по способу центрирования втулки относительно вала.

Существует три способа центрирования вала: по боковым сторонам шлицев (рис. 6.24, д), по наружному диаметру (рис. 6.24, е), по внутреннему диаметру (рис. 6.24, ж).

Когда точность центрирования не имеет существенного значения и в то же время необходимо обеспечить достаточную прочность соединения, применяют центрирование по боковым сторонам шлицев (карданное сочленение в автомобилях).

Когда в механизмах необходимо осуществить кинематическую точность (станки, автомобили и др.), применяют центрирование по одному из диаметров. Центрирование по наружному диаметру, как более экономичное, применяют для

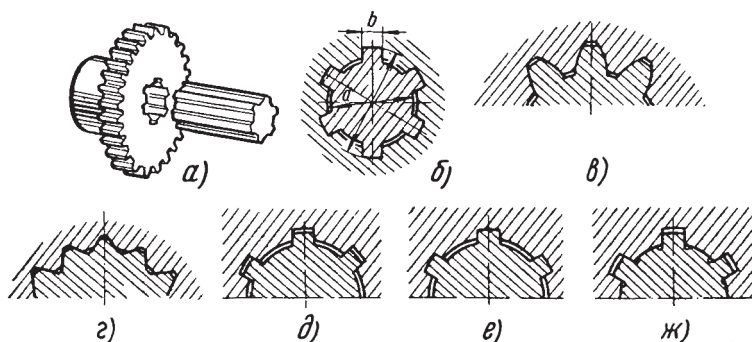


Рис. 6.24. Шлицевые соединения:

- а, б – прямобочное; в – эвольвентное; г – треугольное;
- д – центрированное по боковым сторонам;
- е – центрированное по наружному диаметру;
- ж – центрированное по внутреннему диаметру

термически необработанных охватывающих деталей, а также для таких деталей, у которых твердость после термической обработки допускает калибрование протяжкой. Если твердость охватывающей детали не позволяет производить калибрование, то применяют центрирование по внутреннему диаметру.

Неподвижные соединения, имеющие посадки с натягом, собирают в специальных приспособлениях или с подогревом детали перед напрессовкой.

Подвижные шлицевые соединения после сборки проверяют на качку, неподвижные – на биение.

Перед сборкой шлицевых соединений необходимо убедиться в наличии и хорошем состоянии внешних фасок и закруглений внутренних углов шлицев, так как при неправильном выполнении этих элементов возможно заедание шлицев при сборке соединения. В напряженных соединениях охватывающая деталь обычно напрессовывается на вал специальным приспособлением; собирать такие соединения с помощью молотка не рекомендуется.

При очень тугих шлицевых соединениях целесообразно охватывающую деталь перед напрессовкой нагреть до $80-120^{\circ}\text{C}$. После напрессовки охватывающая деталь должна быть проверена на осевое и радиальное биение (рис. 6.25).

В легкоразъемных и подвижных шлицевых соединениях охватывающие детали устанавливаются на место под действием небольших усилий и даже от руки. В этом случае охватывающие детали, кроме проверки на биение, контролируют на качку. В правильно собранной сборочной единице качка или относительное смещение охватывающей и охватываемой дета-

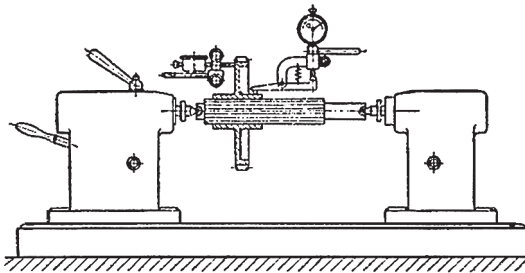


Рис. 6.25. Проверка собранного шлицевого соединения на биение

лей под действием создаваемого вручную крутящего момента совершенно недопустимы.

Ответственные шлицевые соединения проверяются также «на краску».

6.7.3. Сборка конических соединений

В машиностроении зубчатые колеса, шкивы, маховики, муфты часто сопрягаются с валом с помощью конических соединений. Коническое соединение (рис. 6.26; а, б, в, г) собирают с гарантированным натягом, который осуществляется за счет напрессовки ступицы на вал. Насаженную на вал деталь крепят гайкой с шайбой.

При коническом соединении не требуется больших усилий для насадки на вал, соединение легко собирается – в этом его преимущество перед цилиндрическим соединением.

Перед сборкой конического соединения проверяют плотность прилегания конических поверхностей вала и ступицы. Эту проверку выполняют обычно «по краске».

Чтобы компенсировать погрешности изготовления конических сопрягаемых деталей, используют пластмассовые прослойки. Сущность способа: после сборки конического соединения зазор между сопрягаемыми деталями заполняется жидкотекучей пластмассой. После затвердевания пластмасса превращается в жесткий компенсатор нужного размера и формы, являющийся неотъемлемой частью одной из сопрягаемых деталей. Трудоемкость сборки снижается в том случае, когда в конструкции соединения предусмотрено применение пластмассового компенсатора.

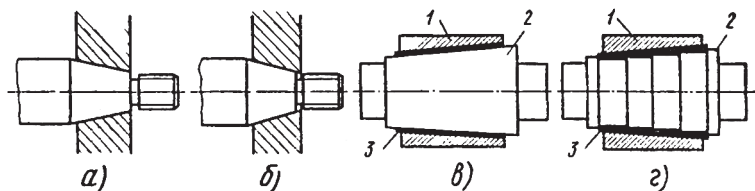


Рис. 6.26. Конические соединения:

- а – неправильное; б – правильное;
в, г – соединение с пластмассовым компенсатором;
1 – охватываемая деталь; 2 – охватывающая деталь;
3 – пластмассовый компенсатор

На рис. 6.2б; в, г показан пластмассовый компенсатор с гладкой конической поверхностью охватываемой детали (в) и ступенчатой поверхностью охватываемой детали (г).

6.8. СБОРКА ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

6.8.1. Сборка зубчатых передач

Зубчатые передачи применяют во всех приводных механизмах производственного оборудования. С их помощью машины совершают рабочие движения, необходимые для выполнения определенного действия за определенный промежуток времени. В результате мы получаем нужное количество продукта за определенное время: метров ткани, монет, стаканов и т.п.

Способы закрепления цилиндрических зубчатых колес на валах приведены на рис. 6.27.

Установку зубчатых колес на валах с подвижной посадкой производят обычными методами сборки; посадку зубчатых колес на валы с натягом производят на прессах с применением различных устройств (рис. 6.28; а, б).

Снятие напрессованных колес при необходимости в повторной сборке производят обычными съемниками (рис. 6.28, в).

Особенность в сборке представляет установка зубчатого колеса на фланце вала с закреплением при помощи болтов (рис. 6.27, в). Зубчатое колесо предварительно укрепляют тремя-четырьмя временными болтами, имеющими меньший диаметр. После проверки колеса на радиальное биение оно закрепляется на фланце этими временными болтами. Оставшиеся отверстия под болты во фланце вала и в зубчатом колесе с помощью кондуктора совместно разворачивают и зенкуют, затем в эти отверстия вставляют по посадке нормальные болты, а временные болты снимают и освободившиеся отверстия обрабатывают так же, как и первые. После установки нормальных болтов во все отверстия зубчатое колесо окончательно проверяют на биение.

Затяжку болтов обычно производят динамометрическим ключом: на плоскостях фланцев должна быть создана сила трения, момент которой должен превосходить крутящий момент, передаваемый зубчатым колесом.

При запрессовке зубчатых колес наиболее часто встречаются следующие погрешности: качание зубчатого колеса

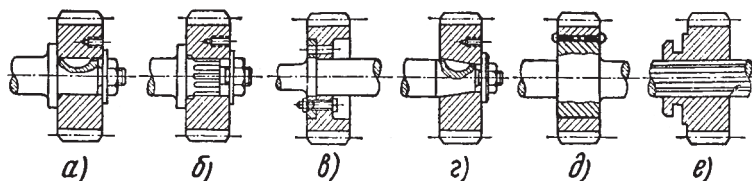


Рис. 6.27. Способы закрепления зубчатых колес на валах:

- а – на цилиндрической шейке и сегментной шпонке;
- б – на шлицах;
- в – на фланце болтами;
- г – на конической шейке и сегментной шпонке;
- д – напрессовкой диска с фиксацией заклепками;
- е – на шлицах при подвижной посадке

на шейке вала, радиальное биение по начальной окружности, торцовое биение и неплотное прилегание к упорному буртику вала.

Проверку на качание производят обстукиванием напесованного зубчатого колеса мягким металлическим молотком.

6.8.1.1. Контроль на биение

Контроль на биение осуществляют индикатором. Для этого вал устанавливают в центрах или на призмы.

Проверку радиального и торцового биения зубчатого колеса производят на призме или в центрах (рис. 6.29).

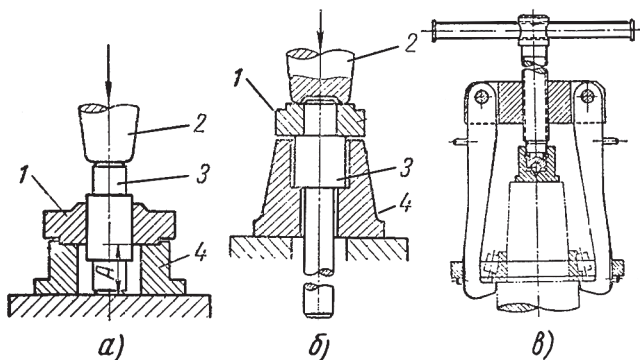


Рис. 6.28. Приспособления:

- а и б – для запрессовки; 1 и 3 – соединяемые детали; 2 – шток; 4 – мерная подставка; А – заданный размер; в – винтовой съемник для распрессовки

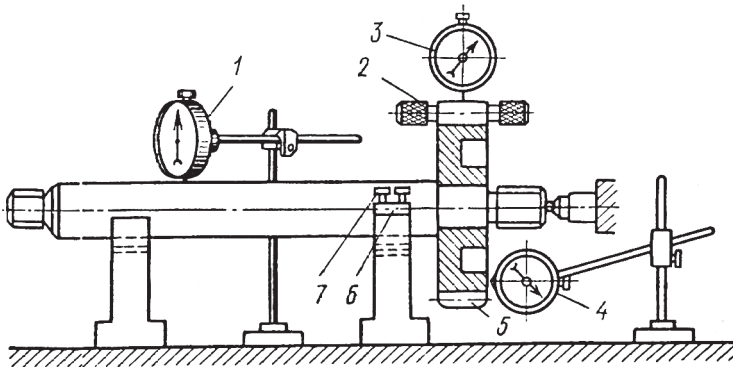


Рис. 6.29. Контроль качества сборки вала с зубчатым колесом

Между зубьями колеса помещают цилиндрический калибр 2, на который устанавливают ножку индикатора 3. Перекладывая калибр 2 через один-два зуба и, поворачивая вал с шестерней 5, определяют разницу в показаниях индикатора 3. Для различных передач биение допускается от 0,01 до 0,03 мм на 100 мм диаметра колеса. Торцовое биение зубчатого колеса допускается в пределах 0,05-0,08 мм на 100 мм диаметра колеса. Если биение превосходит допускаемые пределы, зубчатое колесо необходимо снять с вала, повернуть на некоторый угол, напрессовать его вновь и проверить показания индикатора.

Для этого вал укладывают на призмы, регулируют положение седла призмы 6 винтами 7 и устанавливают вал параллельно поворачивочной плите по индикатору 1. Во впадину колеса укладывают цилиндрический калибр 2, диаметр которого должен составлять 1,68 модуля зацепления колеса. Стойку с индикатором 3 устанавливают так, чтобы ножка его вошла в соприкосновение с калибром и с натягом на один-два оборота стрелки. При этом замечают показание индикатора, затем, перекладывая калибр через 2-3 зуба и поворачивая колесо 5, подводят калибр к ножке индикатора. Отмечают показание стрелки и определяют величину диаметрального биения. Допустимое биение торца и диаметра венца зубчатого колеса зависит от степени точности колеса. Торцовое биение проверяют индикатором 4. Показания индикаторов не должны превышать значений, указанных в чертеже.

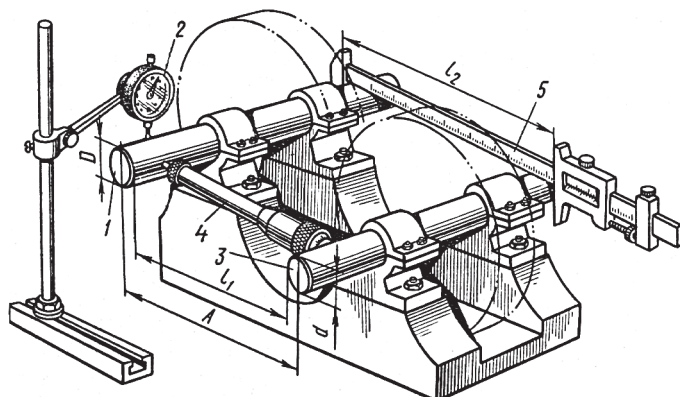


Рис. 6.30. Схема проверки параллельности и перпендикулярности осей отверстий и валов контрольным валом и универсальным измерительным инструментом

6.8.1.2. Параллельность расположения осей подшипников

Правильное зацепление зубьев происходит при параллельности осей колес, отсутствии их скрещивания и сохранении расстояния между осями валов, равного величине, указанной в чертеже. Параллельность расположения осей подшипников корпуса зубчатой передачи (рис. 6.30) проверяют штихмассом, штангенциркулем и индикатором 2. Расстояние между осями подшипников проверяют контрольными оправками 1 и 3, устанавливаемыми в корпус. Расстояние измеряют или между оправками, или по их наружной поверхности.

В первом случае измерение выполняют микрометрическим штихмассом 4 и к полученному размеру 1 прибавляют полусумму диаметров калибров (мм):

$$A = \ell_1 + (D + d) / 2.$$

Во втором случае применяют штангенциркуль 5 и из полученного размера вычитают полусумму диаметров калибров (мм):

$$A = \ell_2 - (D + d) / 2.$$

Определив размеры ℓ_1 или ℓ_2 на обеих сторонах, устанавливают непараллельность осей отверстий подшипников. Чтобы добиться требуемого межосевого расстояния и параллельности, смещают корпуса подшипников. Непараллельность в вертикальной плоскости может быть определена при наложении уровня на каждый из валов. Величина непараллельности в этом случае будет равна разности показаний уровня в угловых делениях. Обычно цена деления уровней дается в долях миллиметра на 1 мм и для перевода показаний уровня в угловые секунды цену деления нужно умножить на число 200.

Например, цена деления уровня 0,1 мм на 1 м соответствует 20 угловым секундам: $(0,1 \cdot 200/1=20'')$.

6.8.1.3. Боковой зазор

Для каждой степени точности колес и передач устанавливают нормы бокового зазора. Боковой зазор не зависит от точности обработки зубьев и определяется величиной межосевого расстояния зацепления и толщиной зуба. Основными являются нормы нормального гарантированного зазора ($j_{n \min}$), компенсирующего уменьшение бокового зазора от нагрева передачи.

На рис. 6.31 показана проверка бокового зазора $j_{n \min}$, которую в цилиндрических зубчатых колесах выполняют щупом или индикатором. На валу одного из зубчатых колес крепят поводок 1, конец которого упирают в ножку индикатора 2, установленного на корпусе сборочной единицы. Другое зубчатое колесо удерживают от проворачивания фикс-

Т а б л и ц а 6.7
Нормы гарантированного бокового зазора $j_{n \min}$
(ГОСТ 1643-81)

Вид сопряжения	Класс отклонения межосевого расстояния	Обозначение	Межосевое расстояние a_w , мм							
			до 80	свыше 80 до 125	свыше 125 до 180	свыше 180 до 250	свыше 250 до 315	свыше 315 до 400	свыше 400 до 500	свыше 500 до 630
			мкм							
В	V	$j_{n \min}$	120	140	160	185	210	230	250	280
A	VI		190	220	250	290	320	360	400	440

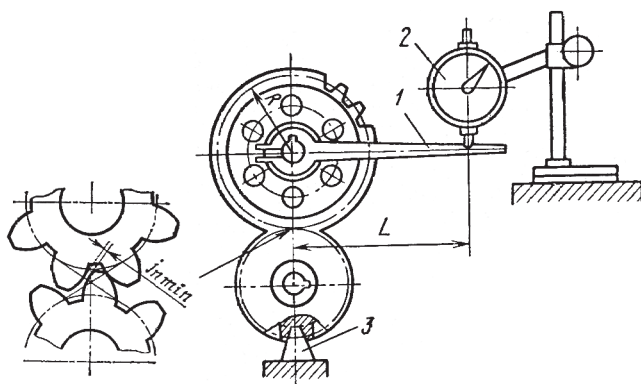


Рис. 6.31. Схема проверки бокового зазора

сатором 3. Затем поводок 1 вместе с валом и колесом слегка поворачивают то в одну, то в другую сторону, а это можно сделать только на величину зазора $j_{n \min}$ в зубьях. По разнице показаний индикатора A в мм отнесенной к длине рычага L и радиуса делительной окружности R определяют величину бокового зазора – $j_{n \min} = A \cdot R/L$.

Наиболее точно значения боковых зазоров определяют в измерительных лабораториях ОТК.

Обычно для распространенных зубчатых передач допуск на боковой зазор $j_{n \min}$ соответствует сопряжению колес В по ГОСТ 1643-81 (табл. 6.7), которое обеспечивает минимальную величину бокового зазора, исключающую возможность заклинивания стальной и чугунной передачи от нагрева при разности температур зубчатых колес и корпуса в 25°C .

Чем грубее обработка зубьев, тем большие боковые зазоры требуется устанавливать в зацеплении. Наименьший боковой зазор $j_{n \min}$ указывают в технических условиях чертежа на сборку сборочной единицы.

6.8.1.4. Общая сборка зубчатых передач

В собранной передаче должны быть обеспечены и проверены боковой и радиальный зазоры, необходимые для предотвращения заклинивания зубьев при нагреве передачи в процессе работы, и правильность зацепления, определяемая размерами и расположением пятен касания зубьев.

Погрешности сборки зубчатых передач определяют по расположению пятна контакта при проверке «на краску». Размеры контакта (рис. 6.32, а) определяются (в процентах):

- по длине зуба – отношением расстояния между крайними точками следов прилегания (без учета величин разрывов, превосходящих величину модуля) к полной длине зуба $(A-C)/(B \cdot 100\%)$;

- по высоте зуба – отношением средней высоты следов прилегания по всей длине зуба к рабочей высоте зуба $h_{cp}/(H-100\%)$.

Неправильное пятно касания и неправильное место расположения на зубьях являются следствием погрешностей, возникших при обработке и сборке колес, валов, корпусов редукторов, подшипников. На рис. 6.32, б отпечаток краски расположен односторонне. Причиной неправильного пятна контакта может быть перекос колеса на зуборезном станке или перекос отверстий в корпусе редуктора.

Если зуб колеса утоплен со стороны торца и при поворачивании на 180° положение не меняется, то, следовательно, перекослена ось отверстия в корпусе. Эту погрешность устраняют запрессовкой новой втулки и растачиванием ее или запрессовкой взамен другого пальца зубчатого колеса, если оно посажено на палец.

На рис. 6.32, в показан слишком большой зазор по всему венцу. Возможные причины: межосевое расстояние в

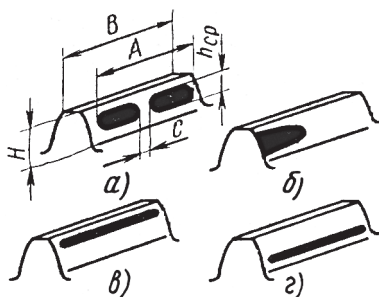


Рис. 6.32. Схема расположения пятен контакта зубьев шестерен в зацеплении при проверке «на краску»:

а – размеры контакта для оценки; б – одностороннее расположение пятна (перекос колеса на зуборезном станке или перекос отверстий в корпусе редуктора); в – большой зазор по всему венцу (мало или велико межосевое расстояние); г – недостаточный зазор по всему венцу (излишняя или недостаточная толщина зуба одного или обоих колес)

корпусе недостаточное или слишком большое. Устраняют погрешность запрессовкой в корпус других втулок с припуском по внутреннему диаметру и их повторным растачиванием.

Недостаточный зазор по всему венцу показан на рис. 6.32, г. Возможные причины малой величины зазора: излишняя или недостаточная толщина зуба у одного или у обоих колес. В этом случае заменяют колеса или используют корпус с другим межосевым расстоянием.

6.8.1.5. Сборка конических зубчатых передач

Конические передачи применяются для передачи вращения между валами, оси которых пересекаются под углом (рис. 6.33), как правило, равным 90° .

Зубья конических зубчатых колес в идеальном случае касаются друг друга всей рабочей поверхностью (принимая за рабочую поверхность узкую полосу вдоль всей линии зуба), практически в соприкосновении находится от $1/2$ до $3/4$ длины зуба.

Требования, предъявляемые к коническим зубчатым передачам, как и приемы их сборки и установки на валу, такие же, как и цилиндрических зубчатых колес.

Пригонку колес целесообразно вести так, чтобы зубья соприкасались рабочей поверхностью ближе к тонким концам, так как тонкая сторона быстрее прирабатывается и вследствие деформации под нагрузкой тонкого конца зубьев достигается их прилегание на всей длине.

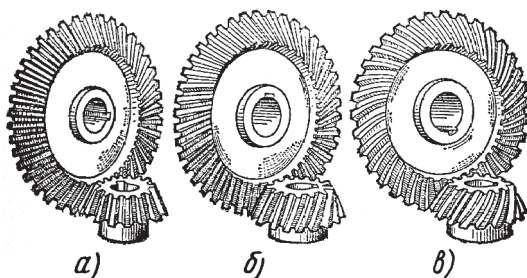


Рис. 6.33. Зацепление конических зубчатых колес:
а – прямозубое; б – косозубое; в – с круговым зубом

Перед установкой зубчатых колес проверяют межосевой угол и смещение осей. Перпендикулярность осей проверяют цилиндрической оправкой 2 (рис. 6.34, а) и оправкой 1, имеющей два выступа, плоскости которых перпендикулярны оси. Щупом замеряют зазор между выступами. Совмещение осей б (рис. 6.34, а) проверяют оправками, аналогичными оправкам 1 и 2, но со срезанными наполовину концами (рис. 6.34, в). При совмещении оправок щупом замеряют зазор б между ними. Точность измерения – 0,04 мм. Проверку биения зубчатого венца производят в центрах или на призмах при помощи индикатора с наконечником в виде шара или конуса, которые упираются во впадину зуба на уровне оси зуба (рис. 6.34, г). Точность измерения – 0,02 мм.

Монтируют передачу на опорах корпуса и добиваются совпадения воображаемых вершин конусов (рис. 6.35).

Предварительную установку выполняют по торцам колес. Затем зацепление регулируют смещением зубчатых колес в осевом направлении, пока не получатся одинаковые по величине боковой δ и радиальный δ зазоры по всей окружности. Смещать можно одно колесо или оба по очереди.

Если боковой зазор нельзя измерить щупом из-за затрудненного подхода к передаче, то пользуются тонкими свинцовыми пластинками, толщина которых в 1,5 раза превышает величину требуемого зазора. Для этого отмечают мелом три зуба, равномерно расположенных по окружности, и вставляют между ними свинцовые пластинки. Затем вращают один из валов. Сжимаясь между зубьями, пластинки расплющиваются. Измерив микрометром толщину каждой пластинки и вычислив среднее арифметическое трех измерений, получают значение бокового зазора, которое сверяют с табл. 6.8.

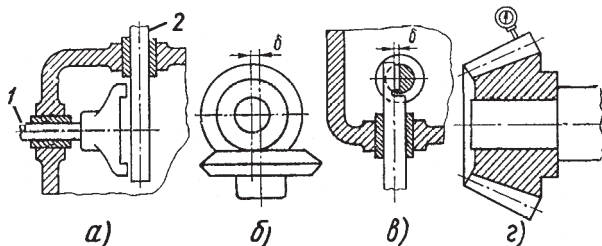


Рис. 6.34. Схема проверки совмещения осей

Найденное правильное положение колес фиксируют набором прокладок 2 на вертикальном валу и (или) регулировочными крышками 1 на горизонтальном валу, которые по резьбе ввертываются в корпус.

Правильность зацепления проверяют «на краску». На зубья одного колеса наносят краску и прокатывают колеса до получения отпечатка.

Регулировка зацепления «на краску» по характеру пятна контакта состоит в следующем. Зубья одного колеса смазывают тонким слоем краски и оба колеса проворачивают на 2-3 оборота. На зубьях колеса, не смазанного краской, получается отпечаток, по которому судят о зацеплении. Величи-

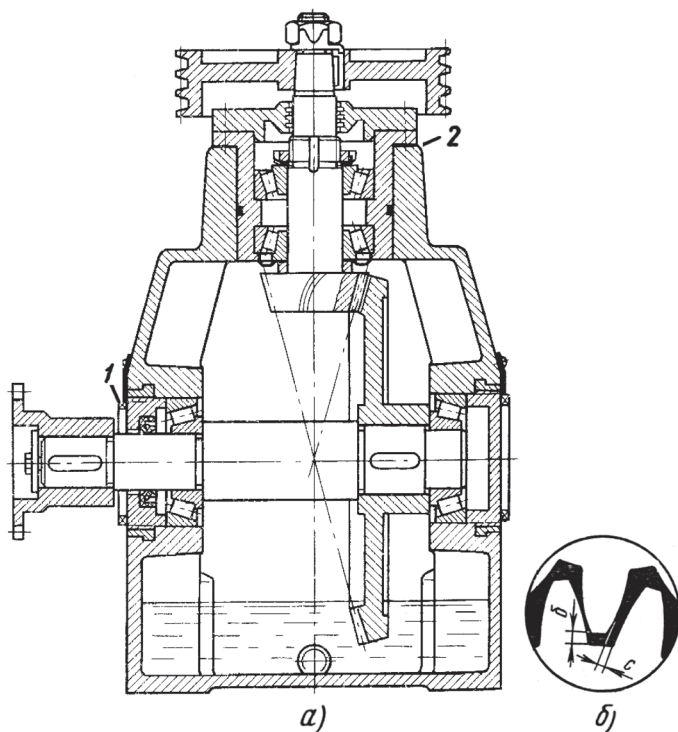


Рис. 6.35. Регулировка зазоров в зацеплении конических колес:
а – расположение конических колес в редукторе; б – параметры зазора

Нормы гарантированного бокового зазора $j_{n \min}$
(ГОСТ 1758-81)

Вид сопряжения	Обозначение	Среднее конусное расстояние R_m , мм								
		свыше 50 до 100			свыше 100 до 200			свыше 200 до 400		
		Угол делительного конуса шестерни, градусы								
		до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25
$j_{n \min}$, МКМ										
В	$j_{n \min}$	84	100	120	100	140	160	120	185	210
А		130	160	190	160	220	250	190	290	320

на пятна зависит от класса точности передачи и должна составлять 40-60% длины зуба и 20-25% высоты рабочей части (рис. 6.36, а-г).

Если следы краски расположены плотно на одной стороне зуба на узком конце, а на другой стороне – на широком конце, то это свидетельствует о перекосе зубчатых колес. Эти погрешности должны быть исправлены путем дополнительных пригоночных операций. Передачу разбирают и проверяют, правильно ли установлены зубчатые колеса на валах и положение осей в корпусе.

Требуемое пятно контакта в конических передачах получают приработкой с абразивными пастами, как и для цилиндрических передач.

6.8.1.6. Приработка зубчатых передач

Приработку передач выполняют для исправления неправильного пятна касания, т. е. для увеличения площади кон-

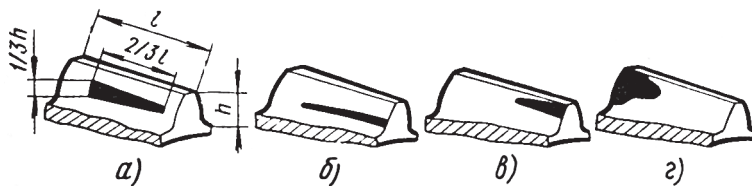


Рис. 6.36. Расположение пятен контакта при проверке «на краску»:

а – правильное зацепление; б – недостаточный зазор;

в, г – неправильный межосевой угол

такта по длине и высоте зубьев до размеров, требуемых техническими условиями, для уменьшения шероховатости рабочих поверхностей зубьев, уменьшения шума и увеличения долговечности зубчатых передач. В процессе приработки поверхности зубьев подвергаются взаимному шлифованию абразивными пастами, помещаемыми между зубьями.

Для приработки применяют абразивные пасты и пасты ГОИ. Зернистость пасты выбирают в зависимости от степени точности, твердости поверхности зуба и модуля зубчатого зацепления. Для приработки зубья колеса покрывают тонким сплошным слоем абразивной пасты и с помощью электродвигателя, соединенного с ведущим валом редуктора, дают пробную приработку с частотой вращения 20-30 об/мин в интервале 5-10 мин. Удалив с нескольких зубьев пасту, проверяют состояние их рабочих поверхностей. Отсутствие задиров и других дефектов, а также появление следов контакта свидетельствует о нормальном протекании процесса. В дальнейшем приработку ведут с постепенным повышением тормозного момента на выходном валу редуктора.

Процесс приработки через каждые 30 мин прерывают, чтобы осмотреть состояние поверхностей зубьев, определить величину пятна касания и заменить отработанную пасту новой.

После удаления абразивной пасты зубчатые передачи обкатывают в течение 1,5-2 ч, подавая на зубья масло индустриальное 12, что позволяет полностью удалить зерна абразива и получить гладкую блестящую поверхность зубьев, характеризующую окончательную площадь пятна контакта. Если зубчатая пара имеет кратное число зубьев, то один зуб шестерни и два соседних с ним зуба колеса с торцов маркируют (например, буквой О), чтобы в процессе монтажа приработанные зубья совпали. Для зубчатых пар с некратным числом зубьев маркировка не требуется, так как каждый зуб колеса прирабатывается ко всем зубьям шестерни.

6.8.2. Сборка червячных передач

Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 50 кВт (рис. 6.37).

Редукторы с червячной передачей могут быть с верхним, боковым и нижним расположением червяка относительно червячного колеса. Нижний червяк обычно применяют при окружной скорости $v \leq 4$ м/с. Наиболее распространены передачи с архимедовым червяком.

Сборку червячной передачи начинают с проверки расположения осей отверстий редуктора.

Производят проверку параллельности оси червяка к базовой поверхности основания редуктора (рис. 6.38).

На контрольной плите на мерных плитках устанавливают корпус червячного редуктора (рис. 6.38, а). В расточки корпуса под опоры червяка вставляют контрольную оправку. Измерение параллельности концов контрольной оправки к основанию редуктора проверяют штангенрейсмусом или индикатором по концам контрольной оправки. Точность измерения – 0,05 мм.

Для проверки перпендикулярности торцовых поверхностей редуктора оси отверстия (рис. 6.38, б) в расточки под опоры червяка вставляют контрольную оправку, которая с одной стороны имеет закрепленный индикатор. Индикатор касается торцовой поверхности редуктора, а с другой конец оправки упирается в угольник, который ограничивает ее осевое перемещение. По показаниям вращающегося индикатора судят о торцовом биении пластика, к которому будет примыкать крышка подшипника. Точность измерения – 0,04 мм.

Схема контроля межосевых расстояний показан на рис. 6.39, а. В корпус устанавливают контрольные оправки 2 и 3.

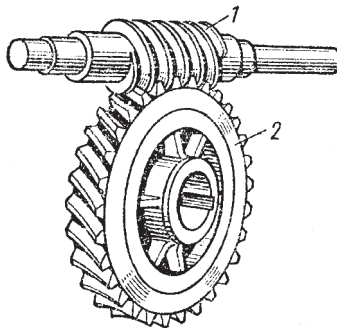


Рис. 6.37. Червячная передача:
1 – червяк; 2 – колесо червячное

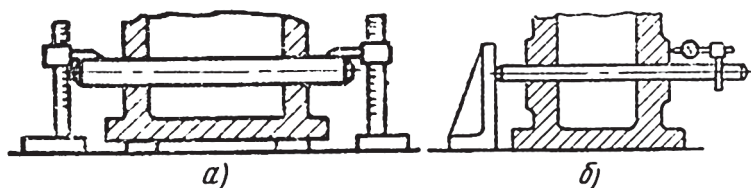


Рис. 6.38. Схема проверки точности расположения отверстий в корпусе червячного редуктора:

а – параллельность основанию;
б – перпендикулярность торцовых поверхностей оси отверстия

На одну из них устанавливают шаблон 1 с тремя выступами. По величине зазоров А и С между выступами шаблона и оправкой 3 определяют отклонение межосевого расстояния в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Точность измерения – 0,06 мм.

Способы контроля перекоса осей (угол скрещивания) показаны на рис. 6.39, б.

Проверяют оправками и шаблоном, как и межосевое расстояние. Замеряют зазор δ между выступами шаблона и берут разность показаний. Величина перекоса по ширине колеса получится умножением полученной разности на отношение размеров ширины колеса к расстоянию между выступами.

На вал червячного колеса или оправку надевают рычаг 4 с индикатором 5. Подводя штифт индикатора попеременно к

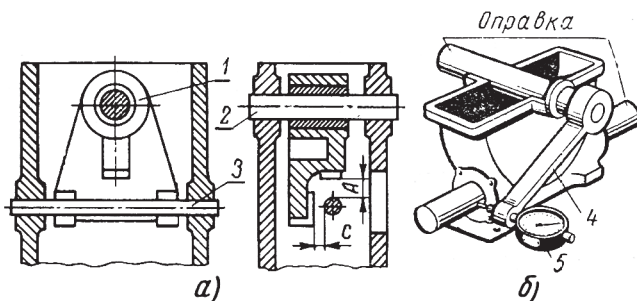


Рис. 6.39. Схема проверки точности расположения отверстий в корпусе червячного редуктора:

а – межосевого расстояния; б – расположения осей

левому и правому концам вала червяка или оправки, по разности отклонения судят о перекосе (скрещивании) осей. Точность измерения – 0,04 мм.

6.8.2.1. Особенности сборки червячных передач

При сборке червячных передач необходимо обеспечить точное совмещение всех деталей и выполнить технические требования, предусмотренные чертежами.

Предельные отклонения межосевого расстояния червяка и червячной шестерни приведены в чертежах.

Предельные перекосы осей на ширине червячного колеса не должны превышать 0,015-0,03 мм, если другие значения не указаны в чертежах.

Проверка положения оси червяка относительно средней плоскости червячного колеса производится в крупных передачах с помощью отвеса или шаблонов, а в малогабаритных передачах «на краску» (рис. 6.40). Краска наносится на винтовую поверхность червяка, после чего он вводится в зацепление с зубчатым колесом; медленным поворотом червяка достигается получение отпечатка на зубьях червячного колеса.

При правильном зацеплении краска должна покрывать поверхность зуба червячного колеса не менее чем на 50-60% по длине и высоте. Если червяк смещен относительно колеса вправо или влево, то отпечатки будут неполными, короче пра-

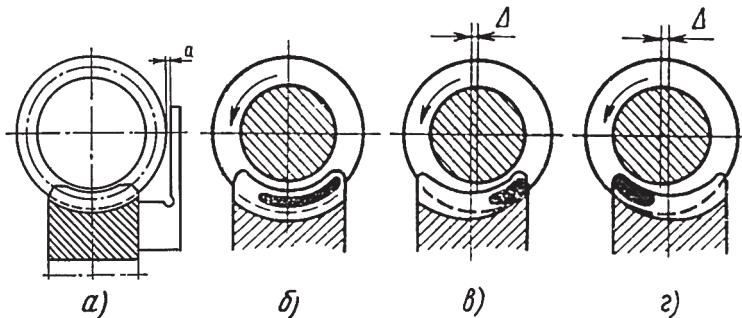


Рис. 6.40. Схема установки и отпечатков на зубьях червячного колеса при проверке зацепления «на краску»:

а – схема установки колеса по шаблону; б – правильное расположение колеса; в – колесо смещено вправо; г – колесо смещено влево

вильного отпечатка. В этих случаях червячное колесо смещают вместе с валом и подшипниками и центрируют по червяку изменением количества прокладок под крышками.

Зазоры в червячном зацеплении являются причиной появления в зацеплении так называемого мертвого хода. Под мертвым ходом подразумевается наибольший угол поворота червяка, при котором колесо остается неподвижным (рис. 6.41).

Боковой зазор $j_{n\min}$ (мкм) определяют по углу поворота червяка при закрепленном, неподвижном, червячном колесе:

$$j = \varphi \frac{mz_1}{412},$$

где φ – угол поворота червяка в сек.; m – осевой модуль; z_1 – число заходов червяка.

Величина наименьшего бокового зазора j допускается в пределах, указанных в табл. 6.9.

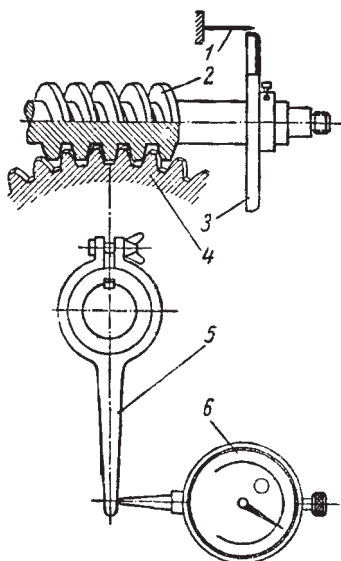


Рис. 6.41. Схема определения мертвого хода червячного зацепления:

1 – указатель; 2 – червяк; 3 – градуированный диск; 4 – червячное колесо;
5 – поводок; 6 – индикатор

**Нормы гарантированного бокового зазора $j_{n \min}$
(ГОСТ 3675-81)**

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w , мм			
	свыше 180 до 250	свыше 250 до 315	свыше 315 до 400	свыше 400 до 500
	$j_{n \min}$, МКМ			
В	185	210	230	250
А	290	320	360	400

Окончательно собранную червячную передачу проверяют на легкость хода, плавность вращения червяка. При любом положении червячного колеса крутящий момент, необходимый для вращения червяка, должен быть одинаков.

6.9. СБОРКА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Ременная передача состоит из двух и более шкивов, охваченных гибкой связью в виде плоского ремня (рис. 6.42, а), клинового ремня (рис. 6.42, б), поликлинового ремня (рис. 6.42, в) и круглого ремня (рис. 6.42, г).

Шкивы обычно изготавливаются литыми из чугуна, стали или пластмасс.

Шкивы плоскоремennых передач бывают со спицами, со сплошным диском, в котором могут быть сделаны отверстия для уменьшения массы шкива, цельными и разъемными.

При расположении шкива на конце вала применяют цельные шкивы, а при расположении между подшипниками – разъемные.

Шкивы бывают одноступенчатые и многоступенчатые. На многоступенчатом шкиве имеется несколько ступеней различного диаметра.

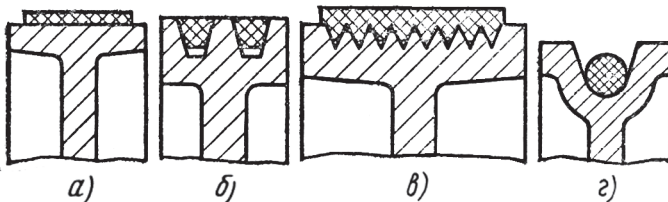


Рис. 6.42. Ременные передачи

Шкивы для клиноременной передачи по конструкции отличаются от гладких шкивов только наличием на ободке призматических канавок.

Рабочие неразъемные шкивы монтируются на валу с тугой или напряженной посадкой.

Если шкив устанавливается на выступающей из подшипника шейке вала, то она может быть конической (рис. 6.43, а) или цилиндрической (рис. 6.43, б) с призматической или клиновой шпонкой. На цилиндрическом валу с призматической шпонкой делают буртик (рис. 6.43, в) для фиксирования положения шкива, а чтобы шкив не сдвинулся во время работы, его дополнительно крепят гайкой (рис. 6.43, г). Если шкив крепится клиновой шпонкой (рис. 6.43, в), то дополнительного крепления делать не требуется.

Установка шкива на клиновой шпонке применяется лишь в тихоходных и неответственных передачах, когда не требуется точной посадки, так как клиновидная шпонка смещает ось ступицы, а при небольшой длине ее появляется перекос, что недопустимо в быстроходных тяжело нагруженных передачах. При использовании призматической шпонки смещение оси ступицы шкива значительно меньше и такие соединения являются более точными.

Если требуется весьма высокая точность, применяют шлицевые соединения (рис. 6.43, г). При таком виде соединения

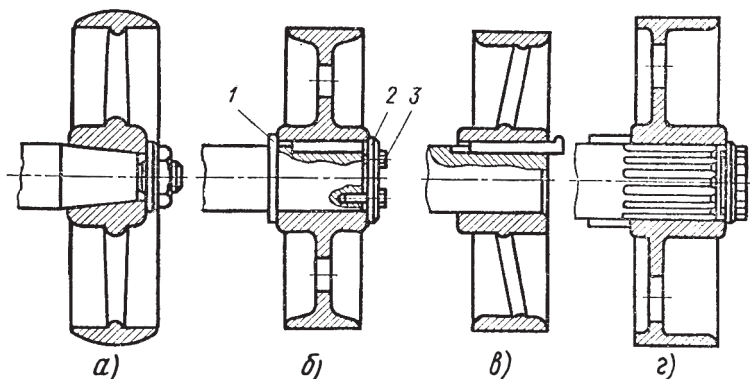


Рис. 6.43. Схемы сборки шкивов на валах:

а – на коническом конце вала; б – на цилиндрическом конце вала со шпонкой; 1 – вал; 2 – шпонка; 3 – стопорный винт; в – установка шкива с креплением клиновой шпонкой; г – посадка шкива на шлицевом валу

шкивы центрируются лучше, чем на шпонках, увеличивается прочность и меньше изнашивается место посадки.

Для посадки шкива на вал применяют винтовые приспособления, например стяжные скобы (рис. 6.44).

Разъемный хомутик 1 надевают на вал и упирают в его буртик. Затем между спицами шкива пропускают тяги 2, а к торцу ступицы шкива подкладывают планку 3, в которую упирается винт 4. Поворачивая винт и, слегка ударя через подкладку в разных местах по наружной поверхности ступицы, постепенно надвигают шкив на вал. Удары устраняют заедание шкива на валу вследствие возможных перекосов.

Разъемные шкивы можно устанавливать в любом месте по длине вала. Сборка шкива заключается в соединении шпильками двух его половинок.

Проверка правильности посадки шкивов на вал сводится к проверке на биение (рис. 6.45). Биение шкивов вызывает быстрый износ подшипников, а у передач точных быстроходных металлорежущих станков способствует повышению вибраций, увеличивающих шероховатость поверхности обрабатываемых деталей. Причинами биения шкивов являются: изгиб вала, неправильная механическая обработка шкивов и неправильная посадка их на вал при сборке. Биение шкивов проверяют рейсмасом-чертилкой или индикатором. При проверке биения индикатором отсчет ведут по циферблату индикатора, а при проверке чертилкой величину биения определяют щупом.

Шкивы в сборе с валами, работающие с окружной скоростью $5 \leq v \leq 35$ м/с, проверяются на наличие дисбаланса при

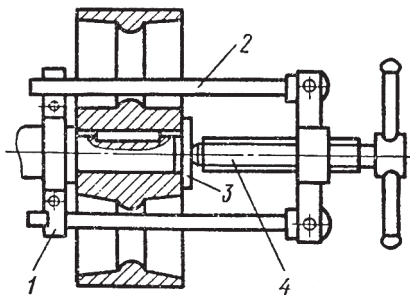


Рис. 6.44. Схема посадки шкива с помощью стяжной скобы

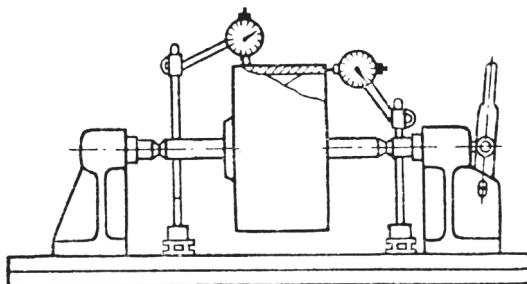


Рис. 6.45. Схемы проверки собранного шкива на биение наружной поверхности и биение торца

статической балансировке. Величина допускаемого дисбаланса приведена в табл. 6.10.

Шкивы быстроходных передач, при скорости $v \geq 35$ м/с, необходимо подвергать динамической балансировке.

Шкивы быстроходных передач для лучшей балансировки обрабатывают шлифованием. В подобных случаях внутреннюю поверхность обода и наружную поверхность ступицы выполняют цилиндрической.

Параллельность валов проверяют с помощью стрелок 1 и отвеса 2 (рис. 6.46, а). На концах валов укреплены стрелки, концы которых соприкасаются со шнуром. При повороте валов на 180° стрелки должны вновь соприкоснуться со шнуром. Проверку выполняют также с помощью линейки – рис. 6.46, б, с помощью шнура – рис. 6.46, в (при натягивании шнура между ободами шкивов и шнуром должен быть одинаковый зазор).

Для компенсации непараллельности осей плоскоременных передач меньший шкив могут выполнить с выпуклой образующей по наружному диаметру.

После проверки шкива на биение надевают ремень. Для этого шкивы вращают вручную и сначала надевают ремень на ведущий шкив, затем – на ведомый. Для надевания пользуются крючками или наводками.

Т а б л и ц а 6.10

Величина допускаемого дисбаланса

Окружная скорость v , м/с	5÷10	10÷15	15÷20	20÷25	25÷30	40
Дисбаланс, г·см, не более	6	4	2	1,6	1,0	0,5

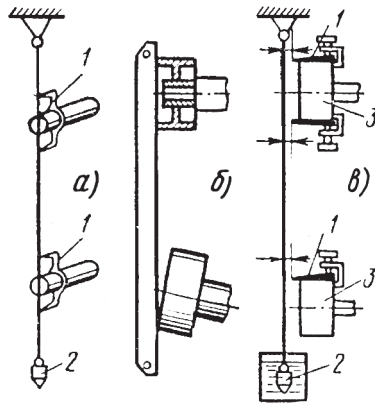


Рис. 6.46. Схемы проверки взаимной параллельности валов:
 а – с помощью шнура с гирями; б – металлической линейкой; в – шнуром;
 1 – стрелки; 2 – гиря; 3 – шкивы

6.10. СБОРКА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цепная передача состоит из двух звездочек – ведущей и ведомой, сидящих на валах и соединенных бесконечной цепью.

Цепная передача состоит из установленных на валы звездочек, связанных между собой цепью. По конструкции цепи бывают втулочно-роликовые (рис. 6.47, а) и зубчатые (рис. 6.47, б). Вту-

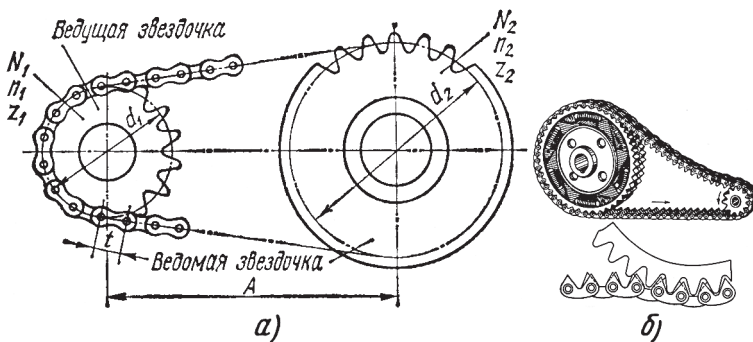


Рис. 6.47. Цепная передача:
 а – с втулочно-роликовой цепью; б – с пластинчатой цепью

Таблица 6.11

**Допустимое биение звездочек
для втулочно-роликовых цепей, мм**

Диаметр	Биение	
	радиальное	торцовое
До 100	0,25	0,3
100-200	0,5	0,5
200-300	0,75	0,8
300-400	1,0	1,0

лочно-роликовые цепи применяются для передач с малым числом оборотов, а зубчатые – с большим числом оборотов. Роликовые цепи допускают наибольшую скорость до 18 м/с, пластинчатые – до 30 м/с.

Сборка цепной передачи состоит из установки и закрепления звездочек на валах, надевании цепи и регулировании. Звездочки на валах устанавливаются так же, как и зубчатые колеса. После закрепления звездочки на валу ее следует проверить на радиальное и торцовое биение (табл. 6.11).

Для правильной работы цепной передачи оси звездочек должны быть параллельны. Параллельность осей звездочек проверяют линейкой, уровнем или другими средствами (рис. 6.48, а). При сборке проверяют также относительное смещение звездочек в плоскости их осей (табл. 6.12).

Допускается незначительный перекося (рис. 6.48, а) или смещение параллельно плоскости линейки (рис. 6.48, б), обеспечивающие плавное сбегание и набегание цепи.

Длину цепи выбирают в зависимости от расстояния между центрами звездочек.

Цепи не должны быть чрезмерно натянуты, но и не должны иметь большого провисания. Шаг цепи должен строго соответствовать шагу звездочки или зубчатого колеса, иначе

Таблица 6.12

**Допустимое относительное смещение звездочек
в плоскости их осей, мм**

Межцентровое расстояние	Смещение
До 500	1,0
500-1000	1,5
Свыше 1000	2,0

звенья цепи будут набегать на зубья звездочек, а это вызовет поломку звездочки или обрыв цепи.

Валы, на которых расположены звездочки, должны быть параллельны между собой; средние линии звездочек должны лежать в одной плоскости.

Концы отрезка цепи соединяют при помощи соединительных или переходных звеньев. Для втулочно-роликовой цепи соединительное звено представляет собой два валика, скрепленных пластинками (рис. 6.49, а).

Таким звеном можно соединить только цепь, имеющую четное число звеньев. Для соединения концов цепи одну пластину снимают, валики вставляют в отверстия втулок конечных звеньев, затем устанавливают снятую пластину и зашплинтуют валики. Если требуется собрать цепь с нечетным числом шагов, то вводится переходное звено (рис. 6.49, б). По такой же схеме собираются другие типы цепей.

При монтаже на звездочках для стягивания цепи применяют специальные стяжки (рис. 6.50).

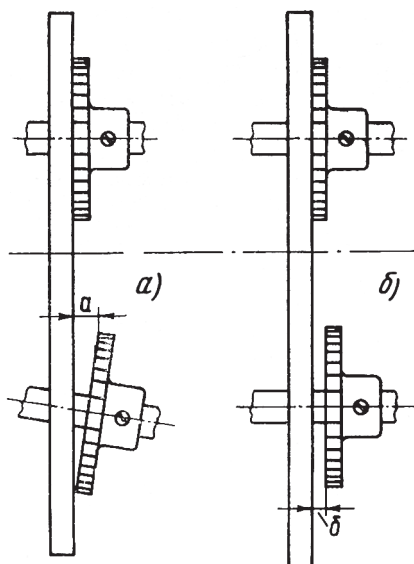


Рис. 6.48. Схема проверки правильности установки звездочек:
а – при перекосе; б – при параллельном смещении оси

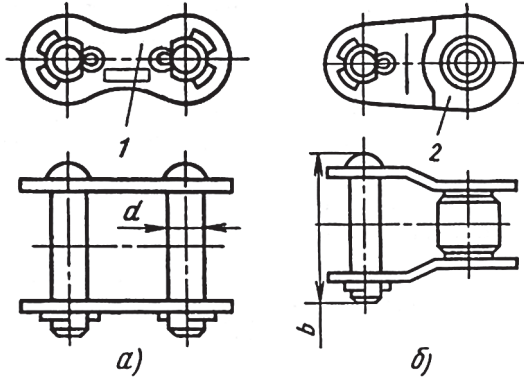


Рис. 6.49. Соединительные звенья цепи

Установленная на звездочки цепь должна иметь некоторое провисание. Для горизонтальных цепных передач минимальная стрела провисания (в мм):

$$f_{\min} = 11,4\sqrt{A^3};$$

максимально допустимая стрела провисания:

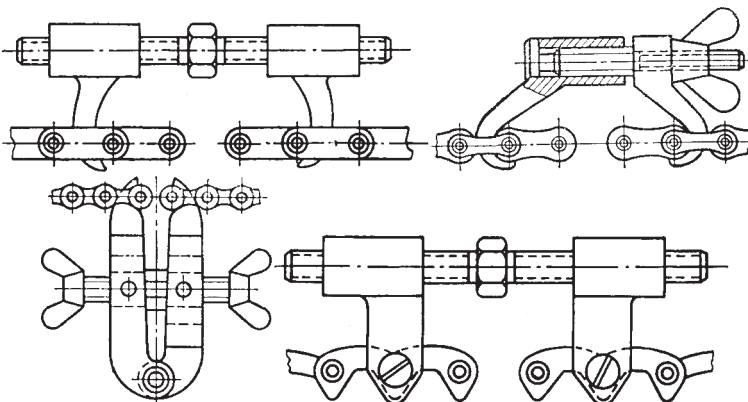


Рис. 6.50. Приспособления для соединения звеньев втулочно-роликовой и зубчатой цепи

$$f_{\max} \leq 3f_{\min}.$$

6.10.1. Технические требования, предъявляемые к сборке цепных передач

Оси валов, на которых расположены звездочки, должны быть взаимно параллельны (допустимое отклонение 0,1 мм на длине 1000 мм).

Звездочки не должны быть смещены одна относительно другой в плоскости движения цепи. Допустимое смещение звездочек составляет 1-2 мм на каждые 1000 мм.

Пластины цепи должны быть параллельны между собой.

Цепи не должны быть чрезмерно натянутыми, но и не должны иметь большого провисания.

Шаг цепи должен строго соответствовать шагу звездочки, иначе звенья цепи будут набегать на зубья звездочки, а это вызовет поломку зубьев или обрыв цепи.

Передачи должны работать плавно, без рывков. Допустимое биение оговаривается в технических условиях.

Пригонка и посадка звездочек на валы и выверка их производятся так же, как и у зубчатых колес.

6.11. СБОРКА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Сборка сборочных единиц с подшипниками скольжения – одна из самых ответственных операций сборки, от выполнения которой зависит точность и долговечность работы машины.

Подшипники скольжения могут быть цельными и разъемными. В первом случае подшипник представляет собой втулку, изготовленную из антифрикционного материала, запрессовываемую в корпус. Во втором случае подшипник состоит из двух частей – вкладышей с диаметральной разъемом.

Основные типы подшипников скольжения показаны на рис. 6.51.

В цилиндрических подшипниках с цельной втулкой (рис. 6.51, а) регулировка величины масляного зазора не производится в тех случаях, когда одна из поверхностей подшипника (наружная или внутренняя) имеет коническую форму, такая регулировка при сборке возможна. Подшипниковая втулка 3

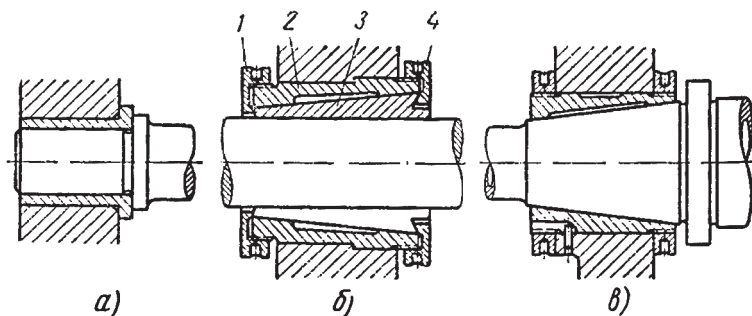


Рис. 6.51. Конструктивные решения подшипников скольжения:
 а – цилиндрический с неразъемной втулкой; б – с разрезными коническими втулками; в – с втулкой с конической внутренней поверхностью

(рис. 6.51, б) имеет прорези, которые позволяют ей деформироваться. Так как втулка 3 передает усилие на корпус через промежуточную буксу 2, то сопряжение этих деталей по конусной поверхности должно быть плотным и с равномерной площадью контакта. Для достижения этого отверстия в буксе 2 часто пришабривают с проверкой на краску по конусу втулки 3. Регулировка масляного зазора осуществляется вращением гаек 1 и 4, благодаря чему втулка 3 затягивается или выдвигается из конуса буксы. О величине зазора судят по моменту, требуемому для вращения вала, или по показанию индикатора при одностороннем отжатии вала.

Конусная подшипниковая втулка (рис. 6.51, в) не имеет надрезов и благодаря этому обладает большой жесткостью. Регулировка масляного зазора здесь также производится смещением втулки вдоль оси посредством круглых гаек.

Внутренняя поверхность втулки при сборке пришабривается по конусной шейке вала.

Подшипники скольжения могут быть также разъемными в диаметральной плоскости (вкладыши).

6.11.1. Сборка неразъемных подшипников скольжения

Процесс установки цилиндрической неразъемной втулки в корпус включает ее запрессовку, закрепление от провертывания и подгонку отверстия до нужного размера.

6.11.1.1. Запрессовка втулок

Запрессовку в зависимости от размеров втулки и натяга в сопряжении производят при обычной температуре, с нагревом или же с охлаждением самой втулки.

Широкое распространение имеют подшипники скольжения из пластических масс, в частности из полиамидов (поликапролактама, нейлона, капролона и др.). Цельные пластмассовые втулки запрессовывают обычными методами. Зазоры в сопряжениях с валом здесь несколько больше, чем при металлических втулках. Например, для втулки из поликапролактама с порошкообразным наполнителем при диаметре отверстия 40 мм зазор не должен быть менее 0,12 мм, так как размеры втулки при работе изменяются и при меньшем зазоре происходит заклинивание вала.

Порядок сборки сборочных единиц с подшипниками скольжения зависит, прежде всего, от конструкции последних.

Плотность посадки втулки проверяют предварительно: производят контроль посадки сопряженных деталей (например, Н9/х8; Н9/и8; Н9/с8) и контроль силы запрессовки в процессе сборки.

Простейший способ запрессовки втулки в корпус – при помощи обычной универсальной выколотки и молотка. Этот способ,

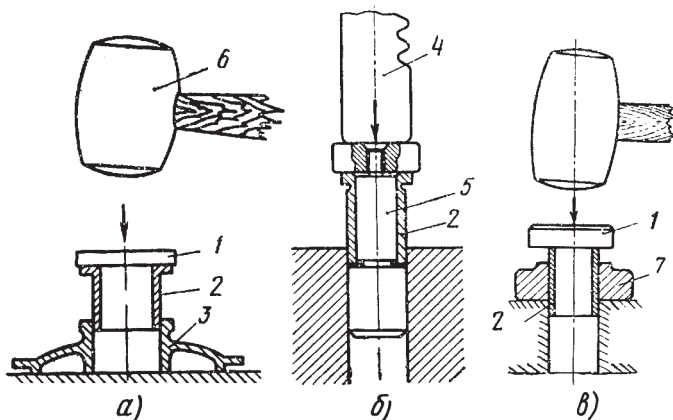


Рис. 6.52. Запрессовка втулок в корпус подшипника:

а – с помощью накладки; б – с помощью ручного пресса; в – с направляющим кольцом; 1 – накладка; 2 – втулка; 3 – корпус; 4 – шток пресса; 5 – оправка; 6 – молоток; 7 – направляющее кольцо

широко распространенный при ремонте, в индивидуальном и мелкосерийном производстве, дает удовлетворительные результаты лишь при малых натягах в сопряжении, относительно большой толщине стенок втулки и при тщательном выполнении операции (рис. 6.52). При запрессовке втулок с помощью обычной универсальной выколотки и молотка направление втулки создается только отверстием в корпусе. При неточной первоначальной установке возможны задиры наружной поверхности, перекосы, сдавливание втулки, поэтому при относительно больших натягах сопряжений (0,05-0,1 мм) и при посадке тонкостенных втулок необходимо точное центрирование их относительно отверстий в корпусе и точное направление во время запрессовки.

Направление движения втулки при запрессовке зависит от наличия заходной фаски под углом 30° снаружи на торце втулки, правильной первоначальной установки втулки относительно отверстия в корпусе и от направления и величины силового воздействия (предпочтительно вдоль оси втулки). Это предотвращает перекосы и деформацию втулки и задиры поверхности отверстия в корпусе.

Операция запрессовки значительно упрощается применением несложных приспособлений, которые обеспечивают втулке необходимое направление. Это может быть оправка, выполненная по внутреннему диаметру втулки с буртом, накладная в виде пластины из медных или алюминиевых сплавов, которая накладывается на торец втулки противоположный запрессовываемому, и более сложные приспособления.

Необходимо учитывать, что диаметр отверстия втулки после ее запрессовки уменьшается и это находится в зависимости от натяга, создаваемого посадкой. Если это не учтено при изготовлении втулки до запрессовки, то отверстие ее придется дополнительно обрабатывать. Для получения заданного размера внутреннюю поверхность втулки после запрессовки пришабривают по валу, калибруют, развертывают, растачивают и другими способами.

После запрессовки втулку необходимо обработать так, чтобы обеспечивалась строгая соосность поверхностей скольжения.

После окончательной обработки втулки острые кромки зачищают шабером и тщательно промывают узел.

В качестве примера приведем метод окончательной обработки отверстия втулки после ее запрессовки калиброванием шариком или пуансоном-прошивкой (рис. 6.53).

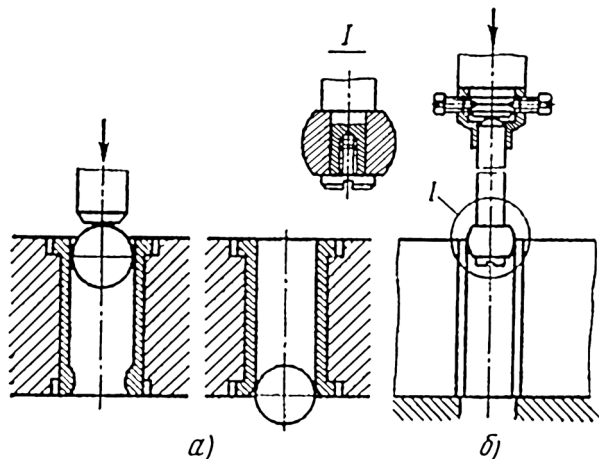


Рис. 6.53. Калибровка подшипников-втулок после запрессовки:
а – с отбортовкой; б – с созданием натяга

Шарик применяют при отношении длины отверстия к его диаметру менее 8, а прошивку – при более длинных отверстиях. В результате калибрования получают высокую точность и шероховатость поверхности $R_a=0,63-0,16$ мкм.

Припуск на калибрование для отверстий диаметром 30-50 мм составляет примерно 0,12-0,15 мм для стальных втулок, 0,10-0,12 для чугунных и 0,09-0,12 для бронзовых. Калибрование может быть применено и для фиксирования втулки от осевого смещения двусторонними буртиками.

При проталкивании шарика в отверстие втулки за счет технологического припуска конец ее отбортовывается.

Калибрование выполняют на пневматическом прессе. В качестве смазывающей жидкости используют керосин для чугунных втулок, минеральное масло или смесь его с графитом – для бронзовых.

После такой обработки обычно не требуется крепления втулок от провертывания.

6.11.1.2. Закрепление втулок

Если втулки монтируются с посадками H7/k6; H7/p6, то диаметры их отверстий и форма почти не изменяются, и допол-

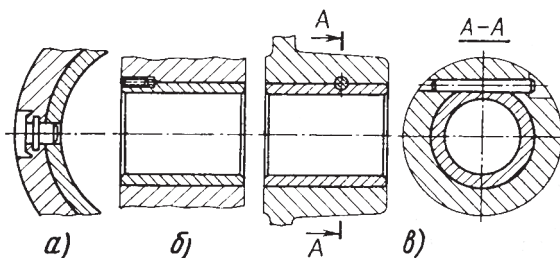


Рис. 6.54. Способы крепления подшипников-втулок

нительная обработка в сборе, как правило, поэтому не предусматривается. Но такие втулки после запрессовки крепят от провертывания; некоторые способы крепления втулок подшипников скольжения представлены на рис. 6.54.

Втулку можно крепить гладким стопором, удерживаемым в корпусе за счет обжатия металла (рис. 6.54, а). В этом случае отверстие в корпусе может быть просверлено заранее, а отверстие во втулке сверлят после ее запрессовки. Стопор должен входить в отверстие с натягом.

При закреплении втулки винтом (рис. 6.54, б), вначале сверлят одновременно в корпусе и втулке отверстие, в котором нарезают резьбу. Крепление осуществляют резьбовым штифтом. После ввертывания винта головка его должна быть утоплена относительно торца на 0,2-0,3 мм. Резьба под винт во избежание его самоотвинчивания должна быть тугой.

При креплении втулки коническим штифтом (рис. 6.54, в) обработка отверстия под штифт производится по отверстию в корпусе. Штифт запрессовывают легкими ударами молотка, чтобы не деформировать втулку.

6.11.1.3. Проверка подшипников

После запрессовки и обработки подшипников необходимо произвести проверку овальности и конусообразности отверстий в двух взаимно перпендикулярных направлениях в двух-трех поясах с помощью индикаторного нутромера (рис. 6.55, а), а также соосность с помощью калибра 1 (рис. 6.55, б).

Если отверстия несоосны, между торцевой поверхностью узла и одним краем буртика 2 калибра будет зазор, величина

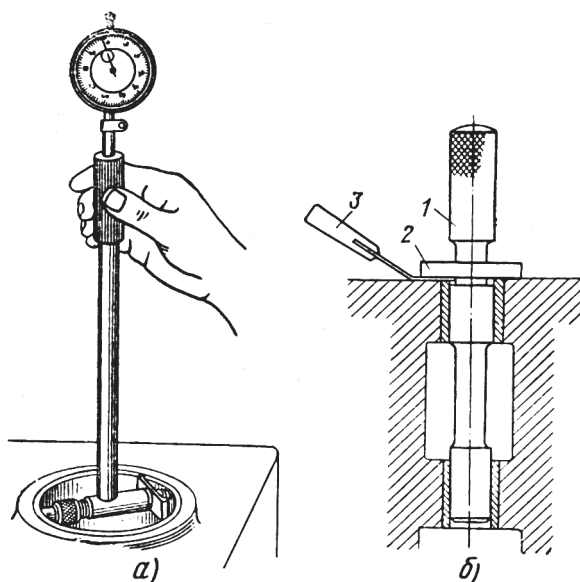


Рис. 6.55. Проверка отверстий подшипника:

а – проверка овальности индикаторным нутромером; б – проверка соосности отверстия калибром; 1 – калибр; 2 – буртик; 3 – щуп

которого определяется щупом 3 или же закрашиванием нижней части буртика калибра.

6.11.2. Сборка разъемных подшипников скольжения

Процесс сборки корпусов с разъемными подшипниками скольжения в значительной мере определяется их конструкцией.

Разъемные подшипники могут быть толстостенные и тонкостенные. Однако, пользуясь таким условным делением, следует иметь в виду, что главным критерием отнесения подшипника к тому или иному типу является не абсолютное значение толщины его стенки, а отношение к толщине стенки (без заливки) к наружному диаметру. Для толстостенных подшипников $k=0,065-0,095$, а для тонкостенных $k=0,025-0,045$.

Комплект разъемных подшипников состоит из двух деталей-вкладышей. Во многих конструкциях нарушение этой комплектации не допускается.

Вкладыши толстостенных подшипников изготавливают из малоуглеродистой стали, чугуна или бронзы и заливают баббитом или другим антифрикционным сплавом.

Вкладыши устанавливают в корпус и в крышку с небольшим натягом или со скользящей посадкой. При монтаже вкладышей бронзовую или алюминиевую накладку устанавливают на обе плоскости вкладыша и по ней наносят легкие удары. Вкладыш нормально работает только тогда, когда не менее 85% его наружной поверхности равномерно прилегает к посадочной поверхности в корпусе или в крышке подшипника.

Для предотвращения перемещения вкладышей применяют закрепительную втулку для подвода смазки в подшипник или штифт (рис. 6.56; а, б) диаметром $d_1 \approx 0,2d$ и длиной $l \approx 0,3d$.

Посадку штифтов и втулок в корпусе осуществляют с натягом 0,04-0,07 мм. Вкладыш должен устанавливаться на штифт

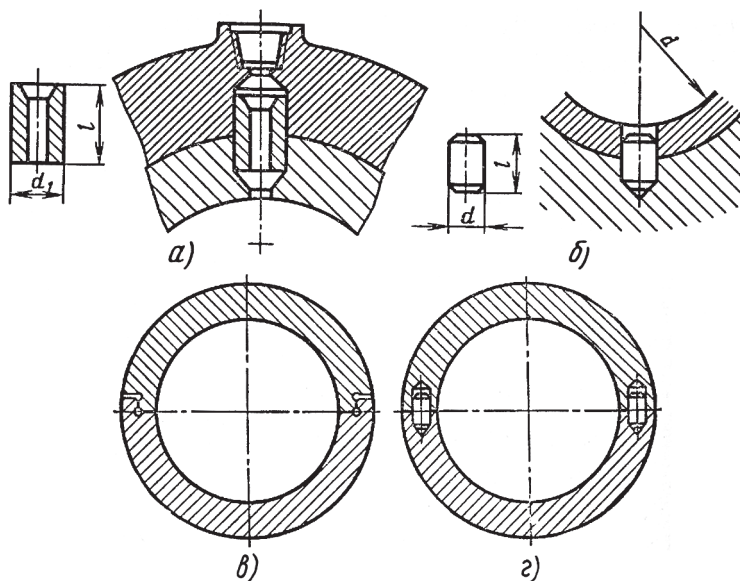


Рис. 6.56. Установочные штифты для разъемных подшипников

или втулку с зазором $a=0,1-0,3$ мм. Кроме того, во вкладыше отверстие под штифт или втулку в плоскости возможного вращения подшипника должно иметь несколько вытянутую форму, чтобы при перекосе плоскостей разъема вкладыш мог производить самоустановку.

Разъемные вкладыши обычно изготавливают из двух частей со стыком в плоскости разъема подшипника. Толщина стенки стального вкладыша примерно $0,03d+(1-3)$ мм, чугунного – примерно $0,03d+(2-5)$ мм. При значительной нагрузке на подшипник деформация вкладыша может привести к защемлению вала. Поэтому стык половин вкладышей выполняют ступенчатым или устанавливают штифты (рис. 6.56; в, г).

Перед установкой вкладышей в корпус и крышку все сопрягаемые поверхности должны быть просмотрены, а при наличии на них заусенцев зачищены шабером. Необходимо также проверить совпадение масляных каналов в корпусе и в крышке с отверстиями во вкладышах. Несовпадение этих отверстий на величину, превышающую $0,2$ их диаметра, не допускается. Масляные каналы в корпусе перед установкой вкладышей должны быть тщательно промыты керосином при помощи шприца.

Крышки подшипников, как правило, фиксируют штифтами или калиброванными по посадке пазами. Штифты запрессовывают в корпусе с натягом $0,03-0,07$ мм. Посадка крышки в пазах может быть с небольшим зазором или натягом.

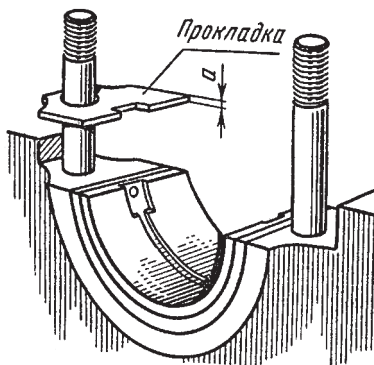


Рис. 6.57. Установка прокладок

При сборке разъемных подшипников необходимо учитывать, что крышка подшипника при затяжке крепежа тоже деформируется и под действием силы затяжки зазоры между вкладышем и крышкой уменьшаются. Эти деформации крышки могут нарушить нормальное положение вкладыша и вызвать искажение формы отверстия подшипника. Ограничить влияние этих погрешностей можно тщательным подбором деталей в пределах допустимых натягов, соблюдением последовательности и требуемой степени затяжки деталей крепления крышки, а также проверкой результатов сборки.

Предварительно укладывают между корпусом и крышкой набор регулирующих латунных или медных прокладок (рис. 6.57) толщиной до 0,05 мм. Общую толщину прокладок указывают в чертеже и обычно она равна 4–5 мм. После сборки без люфта прокладки постепенно удаляют по мере приработки подшипника.

Смазку необходимо подводить к ненагруженной части поверхности подшипника, в месте наибольшего зазора. При работе в зазоре ненагруженной части подшипника возникает разрежение (0,25–0,3 ат), и смазка засасывается в подшипник.

На нагруженных частях поверхности подшипника не должно быть никаких смазочных канавок, так как при значительных нагрузках в месте контакта подшипника с валом, может происходить разрыв масляной пленки.

Масляные канавки и карманы, прорезанные на вкладышах подшипников, распределяют смазку вдоль оси подшипника; смазку по рабочей поверхности подшипника распределяет шейка вала при вращении.

Смазочные канавки не следует доводить до торцов втулки или вкладыша подшипника. В противном случае масло вытекает из области давления, что уменьшает несущую способность подшипника. Обычно у торцов втулки смазочные канавки соединяются кольцевыми проточками, которые препятствуют вытеканию масла. Для лучшего захвата масла валом у смазочных канавок скашивают кромки.

В отдельных случаях канавки доводят до торца втулки или вкладыша с целью увеличения циркуляции масла через нерабочую зону, т. е. для улучшения теплоотвода.

В подшипниках, которые смазывают консистентной смазкой и которые работают при низких скоростях и высоких нагрузках, а также при качательном движении вала, смазочные канавки можно располагать в нагруженной части.

Масляные канавки соединяют с маслораспределительной канавкой.

Поверхность опорных шеек под подшипники скольжения должна быть не ниже 50 HRC.

6.11.2.1. Сборка разъемных подшипников скольжения для многоопорного вала

Сборка разъемных подшипников скольжения состоит из следующих операций:

- сопряжения вкладышей подшипников с корпусом;
- проверки соосности рабочих поверхностей подшипников;
- подгонки прилегания рабочих поверхностей вкладышей и вала;
- регулирования необходимого монтажного зазора в подшипнике;
- укладки вала в подшипнике.

Вкладыш подшипника подгоняют к корпусу по наружному диаметру, используя краску. Отпечатки краски должны занимать 70-80% поверхности подшипника. Сферические поверхности самоустанавливающихся вкладышей пригоняют к гнездам совместной притиркой. Одновременно с подгонкой вкладышей выверяют соосность их с корпусом. Отклонение от соосности не должно превышать 0,15 мм.

Соосность подшипников выверяют эталонным валом, контрольной линейкой и щупом (длина до 2 м), струной и штих-массом (длина до 4 м), а также оптическим способом (длина более 4 м) с помощью коллиматора и телескопа.

Если гнезда подшипников выполнены непосредственно в корпусе, то их соосность обеспечивается совместным растачиванием. В этом случае соосность отверстий вкладышей срав-

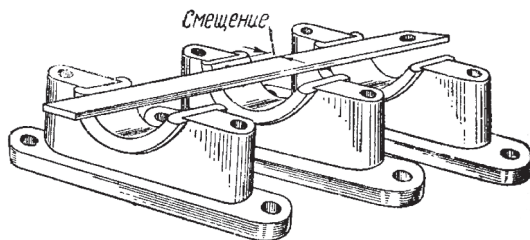


Рис. 6.58. Схема установки подшипников по линейке

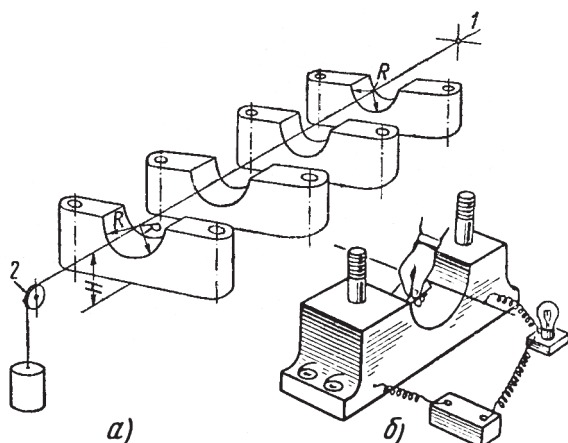


Рис. 6.59. Схема установки подшипников по струне

нительно небольших размеров контролируют с помощью эталонного вала. Диаметр эталонного вала рассчитывают с учетом допустимых отклонений от соосности. При соответствии техническим условиям вал должен легко проходить во все втулки (гнезда вкладышей) подшипников и свободно вращаться.

Для достижения соосности нескольких крупных подшипников в отдельно стоящих корпусах со втулками диаметром более 200 мм при большом расстоянии между крайними подшипниками целесообразно пользоваться линейкой или струной.

По контрольной линейке, приложенной к вкладышам, выявляют зазоры (рис. 6.58). Путем передвижения корпусов подшипников достигается соприкосновение линейки со всеми вкладышами по щупу.

Схема установки подшипников по струне приведена на рис. 6.59, а. При проверке соосности струной (стальной проволокой диаметром 0,25-0,5 мм) один конец ее закрепляют на стойке 1, а второй – перекидывают через ролик 2 и подвешивают груз для натяжения струны. Ролик и стойка перемещаются в двух направлениях. Сначала струну устанавливают параллельно базовой поверхности корпуса на расстоянии H , а затем, перемещая стойку и ролик в горизонтальной плоскости, добиваются равенства радиусов R в крайних подшипниках. После этого по натянутой струне устанавливают все промежуточные опоры.

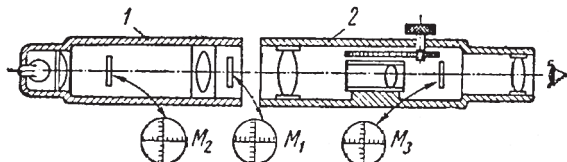


Рис. 6.60. Схема установки подшипников с помощью коллиматора (1) и телескопа (2)

Для повышения точности при замерах струну натягивают на изолированных стойках и включают ее в электрическую цепь (рис. 6.59, б) аккумуляторной батареи с лампочкой. Когда штих-масс соединяется со струной и корпусом подшипника, лампочка загорается.

При больших расстояниях между опорами применяется проверка соосности оптическим методом. В этом случае в одном из подшипников устанавливается коллиматор (рис. 6.60), а в другом – телескоп. Коллиматор имеет две шкалы M_1 и M_2 , посредством которых определяются смещение и перекося, шкала же телескопа M_3 позволяет найти числовую величину погрешности.

После выверки соосности осей подшипников приступают к сборке и пригонке вкладышей к шейкам и шипам вала, которые предварительно протирают и покрывают тонким слоем краски. Вал устанавливают в закрепленные подшипники и проворачивают на три-четыре оборота. Окрашенные места вкладышей сшабривают. Сначала пришабривают поверхности нижних вкладышей, добиваясь равномерного расположения пятен контакта (т. е. 9-12 пятен на квадрат 25x25 мм). Количество пятен на квадрат 25x25 мм определяют наложением на внутреннюю

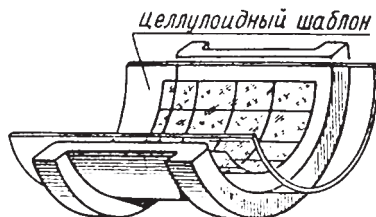


Рис. 6.61. Проверка качества шабрения рабочей поверхности подшипника

поверхность подшипника целлулоидного шаблона, на котором нанесены линии, образующие квадрат (рис. 6.61).

Затем пришабривают внутренние поверхности верхних вкладышей. Для этого подшипники приходится собирать, устанавливая прокладки и затягивая гайки динамометрическим ключом. Повернув вал рукой на три-четыре оборота, подшипники разбирают, и окрашенные места верхних вкладышей сшабривают. Операцию повторяют несколько раз до тех пор, пока не будет достигнуто удовлетворительное распределение точек контакта.

Величину масляного зазора контролируют латунными пластинками необходимой толщины или свинцовыми проволочками. Пластинку или проволочки смазывают маслом и закладывают между вкладышем и шейкой вала. После затягивания подшипника динамометрическим ключом вал проворачивают от руки. При легком вращении диаметральный зазор должен быть меньше толщины пластинки. Если ощущается сопротивление проворачиванию, то зазор соответствует толщине пластины.

Прилегание вкладышей к шейкам валов проверяется по краске.

На нижние половинки вкладышей, закрепленные в корпусе, укладывается вал с нанесенным на шейки и шипы тонким слоем краски и проворачивают рукой на два-три оборота, после чего проверяют прилегание. Слой краски должен быть очень тонким, иначе отпечатки на вкладыше будут неправильные. Пятна краски размером около 3 мм в диаметре должны равномерно покрывать 75-85% поверхности вкладыша, при этом

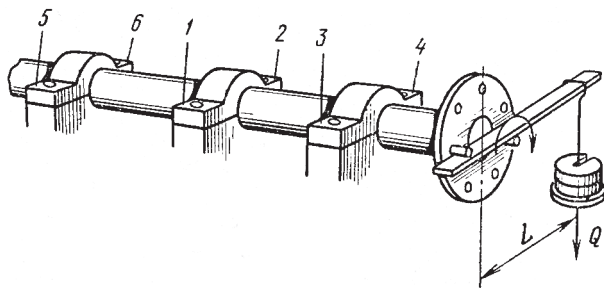


Рис. 6.62. Схема затягивания гаек динамометрическим ключом и проверки крутящим моментом

на каждом квадратном сантиметре поверхности должно быть не менее трех пятен.

Необходимое качество прилегания достигается пришабриванием, которое удобнее выполнять при закреплении вкладыша на верстаке в специальном приспособлении.

Для окончательной пригонки устанавливают крышки подшипников. Гайки проверяемого подшипника затягивают динамометрическим ключом по схеме, приведенной на рис. 6.62, и вал проворачивают от руки на два-три оборота; затем гайки ослабляют, а затягивают гайки следующего подшипника, и вал снова проворачивают и т. д.

После этого все подшипники раскрывают и производят окончательное пришабривание верхних и нижних вкладышей. Операцию повторяют несколько раз до тех пор, пока не будет достигнуто требуемое качество прилегания шеек вала к вкладышам подшипников. Затем окончательно затягивают гайки динамометрическим ключом по цифровой схеме, приведенной на рис. 6.62, и проверяют соответствие значению крутящего момента, указанному в технической документации.

Масляный зазор контролируют в подшипниках калиброванными латунными пластинками, толщина которых соответствует предельным значениям зазора.

Регулировка зазора часто производят прокладками. В комплекты входят прокладки толщиной 0,05; 0,1; 0,15; 0,2; 0,5; 0,8 мм, а также 1; 1,5; 2 мм и более. Количество прокладок с обеих сторон подшипника и их общая толщина должны быть одинаковы. Толщина комплекта прокладок в различных подшипниках бывает от 0,5 до 7 мм, а их количество – от 5 до 20.

Толстые прокладки должны прилегать к корпусу подшипника, а тонкие – к крышке. После пригонки на вкладыши и крышки подшипников наносятся метки.

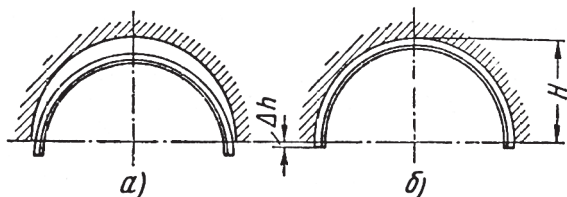


Рис. 6.63. Установка тонкостенного вкладыша в гнездо:

а – вкладыш в свободном состоянии; б – вкладыш запрессован в гнездо

Тонкостенные вкладыши изготавливаются из малоуглеродистой стали и заливаются слоем баббита, свинцовистой бронзы или другого антифрикционного сплава. Толщина стенки залитого вкладыша обычно составляет 1,5-3 мм. От проворачивания и осевого смещения тонкостенные вкладыши удерживаются усом, отштампованным на теле вкладыша.

Тонкостенные вкладыши, зажатые в гнезда, почти полностью копируют форму гнезда, поэтому к подшипниковым узлам с тонкостенными вкладышами предъявляются высокие требования: овальность посадочных гнезд допускается не более 0,015-0,02 мм, конусность – не выше 0,01-0,015 мм на 100 мм диаметра.

Тонкостенные вкладыши изготавливаются на основе взаимозаменяемости и подгонке при сборке не подвергаются. Подбирают вкладыши по размеру, указанному в маркировке, и на прилегание к гнездам по краске. Операция подбора вкладышей считается законченной, когда отпечатки на стыках корпуса и вкладышей, а также в гнездах будут одинаковыми. Качание, зависание на фиксирующих усах, равно как и слабая посадка вкладышей, не допускаются. Плотное прилегание вкладыша к корпусу обеспечивает хорошую отдачу тепла от вкладыша, в связи с чем создаются благоприятные условия для работы антифрикционного слоя.

Установка тонкостенных вкладышей в гнездах показана на рис. 6.63.

Края посаженного вкладыша должны выступать над плоскостью стыка корпуса на величину $\Delta h = 0,05 \div 0,1$ мм, за счет чего при затяжке болтов создается прессовая посадка вкладыша в гнезде. Высота вкладышей проверяется в специальном приспособлении (рис. 6.64) при условиях, близких к эксплуатационным.

Достигается это тем, что вкладыш ставится в эталонное гнездо, упирается одной стороной в жесткий выступ, а на другой стороне создается давление 750-1000 кг, соответствующее усилию при затяжке подшипника. В таком положении индикатор замеряется высота вкладыша.

При сборке узлов с подшипниками скольжения перед окончательной укладкой вала все масляные каналы корпуса прочищаются ершом, смоченным в керосине, и продуваются воздухом.

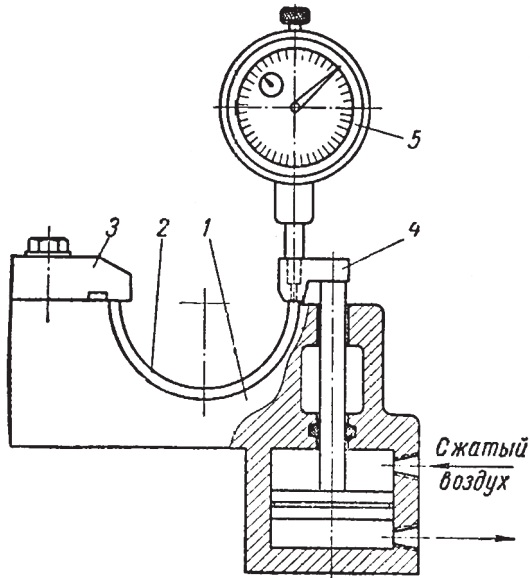


Рис. 6.64. Схема контроля тонкостенного вкладыша по высоте:
1 – гнездо; 2 – вкладыш; 3 – жесткий упор; 4 – прижим; 5 – индикатор

6.12. МОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения, поступившие на сборку с истекшим сроком хранения (консервации), должны быть расконсервированы. Подшипники качения расконсервируют в минеральном масле (индустриальное 12 или 20), с нагревом до температуры 90°С. После остывания подшипники промывают в бензине с добавлением 6-8% минерального масла (индустриальное 12). Точные подшипники должны быть установлены в сборочные единицы не позже чем через 2 часа после их расконсервации.

Установку подшипников на посадочные места при условии, что заданная посадка вызывает образование натяга между сопряженными поверхностями, осуществляют при помощи ручного или гидравлического пресса, а в случае значительной величины натяга – с предварительным нагревом подшипников (при посадке внутреннего кольца на вал) либо корпуса (при посадке наружного кольца в корпус).

Установка подшипников с посадками, при которых между сопряженными поверхностями должен быть гарантирован зазор или незначительный натяг, осуществляют при помощи ударного инструмента либо от руки.

При этом необходимо учитывать, где должно быть расположено вращающееся кольцо подшипника – на валу или в корпусе.

6.12.1. Основные приемы монтажа подшипников

При монтаже подшипников необходимо особо тщательно следить за чистотой рабочего места, монтажного инструмента и сопрягаемых деталей.

При сборке следует обратить внимание, чтобы на деталях были предусмотрены элементы, которые обеспечивали бы более точный и облегченный монтаж и демонтаж подшипника. Вот некоторые из них:

- на шейке вала и у расточки корпуса или стакана должны быть фаски;

- поверхность опорных шеек под подшипники качения с внутренним кольцом качения и без внутреннего кольца должна быть не ниже 46 HRC;

- диаметр шейки вала под посадку внутреннего кольца подшипника должен быть больше, чем диаметры предыдущих участков вала, чтобы кольцо подшипника свободно проходило через них. В отдельных случаях допускают равенство номинальных диаметров участков вала, посадочного места и расположенного перед ним. Однако при этом обработка обоих участков должна быть выполнена с различными допусками так, чтобы нагретый в минеральном масле до $t=100^{\circ}\text{C}$ подшипник проходил свободно на посадочное место.

Посадка подшипников на валы, в гнезда корпусов деталей может быть выполнена вручную, с помощью ручных, гидравлических или пневматических прессов, с подогревом в горячем масле ($80-90^{\circ}\text{C}$) или с охлаждением твердой углекислотой – сухим льдом (температура минус $75-80^{\circ}\text{C}$).

Для запрессовки шарикоподшипника на шейку вала могут быть использованы ручные приспособления – монтажные стаканы и оправки (рис. 6.65; а, б, в). Применение оправок обеспечивает равномерную посадку подшипника на шейку вала, предотвращает перекося при установке и предохраняет под-

шипник от повреждений. Для запрессовки подшипников на валы, имеющие на конце резьбу, часто используют гаечные и винтовые устройства (рис. 6.65, г).

При всех способах монтажа подшипников на валы и в корпуса необходимо соблюдать следующие основные правила.

Прикладывать усилия запрессовки только к тому кольцу подшипника, которое устанавливается на посадочное место с натягом (рис. 6.65, д).

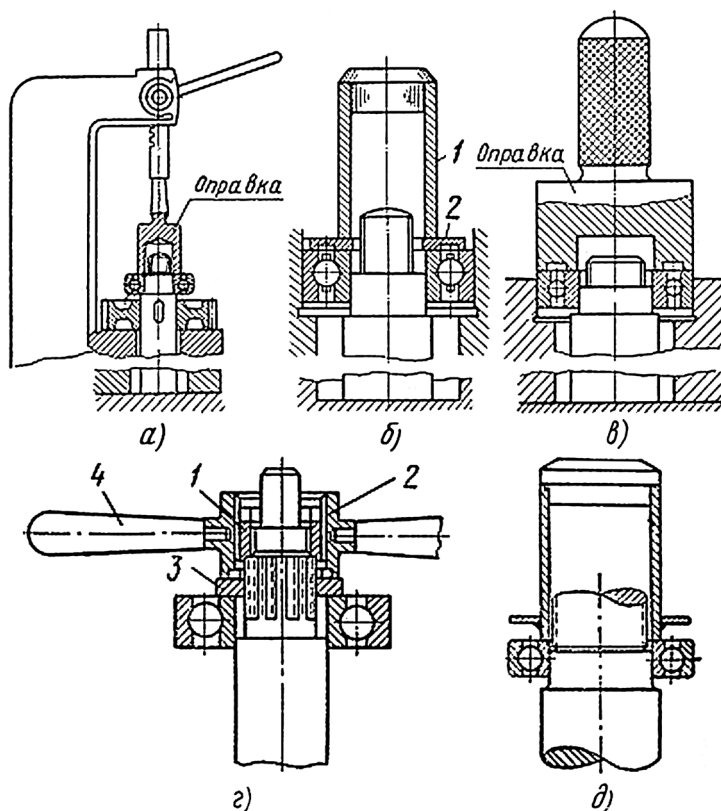


Рис. 6.65. Приспособление для запрессовки подшипников:

- а – запрессовка подшипника с помощью оправки и ручного пресса;
 б – с помощью стакана 1 и кольца 2; в – с помощью ручной оправки;
 г – с помощью гаечного устройства;
 1 – гайка; 2 – корпус; 3 – шайба; 4 – державка

При одновременной установке подшипника на вал и в корпус усилие запрессовки передавать через оба кольца (рис. 6.65; б, в).

Для установки кольца подшипника на посадочное место без перекоса усилие запрессовки должно распределяться равномерно по всей торцевой поверхности кольца. Для этой цели следует пользоваться специальными монтажными оправками, трубами или кольцами. При установке подшипника при помощи молотка и медной выколотки необходимо наносить удары поочередно по всем точкам монтируемого кольца, причем каждый последующий удар наносить в диаметрально противоположной зоне торца кольца.

Не следует применять таких способов монтажа подшипников, при которых усилие запрессовки может передаваться на тела качения, а также не следует наносить удары молотком непосредственно по кольцам подшипников.

Монтажные приспособления должны быть выполнены так, чтобы при запрессовке подшипников усилия не передавались на сепаратор.

При прогреве подшипников, монтируемых на валы, следует применять ванны с электрическим подогревом или сдвоенные баки; один из баков (внутренний) наполняется маслом, а другой (наружный) – водой, которую доводят до кипения. Прогрев подшипников ведется в минеральном масле, нагретом до 80-90°С. Прогрев корпусов осуществляются погружением их в нагретое масло либо путем обдувки горячим воздухом.

Существенную роль в обеспечении нормальной работы подшипниковых узлов имеет правильное крепление колец подшипников на валу и в корпусе.

Вращающееся кольцо подшипника на валу не должно проворачиваться, так как это ведет к износу посадочных мест. Это достигается гарантированным натягом.

Для предотвращения перемещения под действием осевого усилия кольца закрепляются на валу с помощью специальных устройств.

При наличии больших осевых усилий и высоких угловых скоростей крепление колец подшипников должно быть особенно надежным. Следует помнить, что осевое крепление колец не может обеспечить закрепление их от проворачивания, если не предусмотрена надлежащая посадка.

6.12.2. Посадки подшипников на вал и в корпус

Внутренние кольца подшипников часто закрепляют на валах посредством только соответствующей посадки (рис. 6.66, а).

Выбор характера посадки подшипника на вал и в корпус зависит от ряда факторов: типа и размера подшипника, условий его эксплуатации, величины, направления и характера нагрузок, класса точности подшипника, нагружения неподвижного кольца.

Различают следующие виды нагружения неподвижных колец: местное циркуляционное и колебательное.

Местная нагрузка воспринимается ограниченным участком дорожки качения и передается на ограниченный участок корпуса.

Циркуляционная нагрузка воспринимается всей окружностью дорожки качения и передается на всю опорную поверхность корпуса. Это наблюдается в том случае, когда вектор нагрузки вращается.

Колебательная нагрузка распространяется на определенный участок невращающегося кольца, например, при качательном движении.

Для вращающегося кольца, передающего внешнее усилие, следует назначать неподвижные посадки, например, в редукторах внутреннее кольцо подшипника должно насаживаться на вал с натягом. Наружное кольцо подшипника, сопряженное с неподвижной частью машины, должно иметь посадку, обеспечивающую весьма малый натяг или даже небольшой зазор, дающий возможность кольцу при работе несколько проворота-

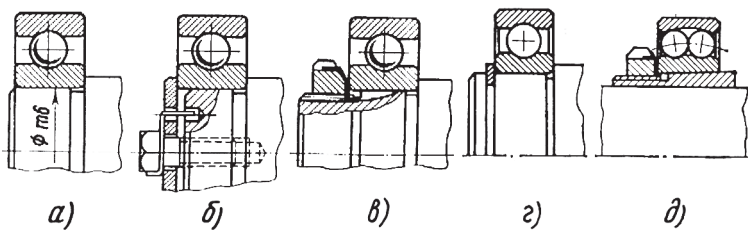


Рис. 6.66. Основные схемы крепления подшипников на валу:

- а – неподвижное соединение по прессовой посадке;
- б – торцевой шайбой с винтом и стопорной планкой;
- в – круглой шлицевой гайкой и стопорной шайбой;
- г – стопорным кольцом;
- д – конусной разрезной втулкой и натяжной круглой гайкой и стопорной шайбой

чиваться относительно своего посадочного места, что обеспечивает более равномерный износ беговых дорожек.

Посадка внутреннего кольца подшипника на вал или ось осуществляется по системе отверстия, а наружного кольца в корпус – по системе вала.

В связи с этим соединение внутренних колец подшипников с валами при переходных посадках будет фактически неподвижным с гарантированным натягом. При осуществлении неподвижной посадки следует очень тщательно следить за тем, чтобы соединение имело определенный натяг: ослабление посадки ведет к проскальзыванию вала по внутреннему кольцу, температура подшипника резко повышается, и он выходит из строя. При увеличенном натяге внутреннее кольцо подшипника расширяется, радиальный зазор между внутренним и наружным кольцом уменьшается. Это может привести к заклиниванию тел качения: подшипники нагреваются и быстро разрушаются.

Особенно тщательно следует осуществлять посадки радиальных шарикоподшипников. Шейки валов и расточенные отверстия корпусов с грубо обработанными посадочными поверхностями не должны допускаться к монтажу.

Шероховатость обработки и геометрические формы посадочных мест в значительной степени влияют на долговечность подшипников.

Овальность, конусность и биение заплечиков должны быть в пределах допусков, установленных для поверхностей, сопрягаемых с подшипниками.

Следует помнить, что от точности заплечиков валов и корпусов, а также размеров галтелей вала зависит нормальная работа подшипников качения и всего узла. При сборке необходимо следить за тем, чтобы заплечики валов и корпусов были строго перпендикулярны к оси вала, и кольца подшипников плотно прилегали к заплечикам по всей поверхности.

Размеры заплечиков вала и корпуса должны быть такими, чтобы при действии значительной осевой нагрузки торцы заплечиков не сминались. Однако очень большие заплечики затрудняют демонтаж подшипников, так как в этом случае захватить кольцо подшипника, из-за выступающего заплечика, не представляется возможным. Нормальная высота заплечиков ориентировочно должна быть равна 1/2 толщины внутреннего кольца. Если нельзя предусмотреть заплечики нормальной высоты, то применяют специальные упорные кольца.

Радиус галтели вала должен быть всегда несколько меньше, чем радиус фаски внутреннего кольца подшипника. То же относится к наружному кольцу.

При проектировании валов часто вместо галтелей делают проточки. Однако они ослабляют вал, вызывая концентрацию напряжений, и поэтому ими можно заменять галтели только в том случае, если вал имеет значительный запас прочности.

В тяжело нагруженных валах максимальные напряжения сосредоточиваются на посадочных местах вала у заплечиков. В таких случаях делать выточки и даже галтели нежелательно. Рекомендуется применять плавный конусный переход и ставить специальную упорную шайбу.

6.12.3. Установка конических роликоподшипников

Особенностью конструкции конического роликового подшипника является то, что сепаратор выступает за пределы наружного кольца на m и n (рис. 6.67, а). Это следует учитывать при установке смежных с подшипниками деталей, например, шлицевых гаек (рис. 6.67, б), или при установке двух рядом расположенных подшипников (рис. 6.67, в).

Смежная деталь должна отстоять от торца наружного кольца конического роликоподшипника на $b=4...6$ мм. Чтобы цилиндрические поверхности смежных деталей не касались сепаратора, высоты h_1 и h_2 не должны превышать величин: $h_1=0,1(D-d)$; $h_2=0,05(D-d)$.

Именно поэтому в очень распространенном креплении конического подшипника шлицевой гайкой (рис. 6.67, б) между торцами внутреннего кольца подшипника и гайки устанавливают дистанционную втулку 1. Примерно половиной своей длины втулка 1 заходит на вал диаметром d , выполненным под установку подшипника, а оставшейся длиной перекрывает канавку для выхода инструмента при нарезании резьбы.

6.12.4. Регулировка зазоров в подшипниках

Регулировка зазоров в подшипниках оказывает большое влияние на их долговечность и точность работы всего механизма. Различают два вида зазоров: радиальный и осевой. В процессе монтажа и эксплуатации подшипников эти зазоры изменяют свою величину.

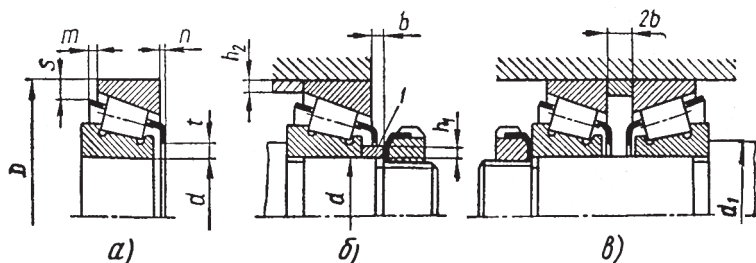


Рис. 6.67. Установка конических роликоподшипников

Перед монтажом подшипник имеет так называемый начальный зазор, после установки подшипника в узле – посадочный зазор и, наконец, в процессе эксплуатации – рабочий зазор.

Рабочий зазор в радиально-упорных и упорных подшипниках должен быть таким, чтобы, с одной стороны, осуществлялось легкое вращение вала, а, с другой стороны, при температурном удлинении вала не защемлялись тела качения.

Регулировку радиально-упорных и упорных подшипников часто приходится осуществлять во время их эксплуатации, чтобы компенсировать зазоры, образующиеся от износа. Осевые

Таблица 6.13

Примерные значения осевой игры для регулировки конических роликоподшипников

Пределы диаметров вала, мм	Серия подшипников	Пределы осевой игры, мм
До 30	Легкая	0,02-0,04
	Легкая широкая	0,03-0,09
	Средняя и средняя широкая	0,04-0,10
30-50	Легкая	0,03-0,07
	Легкая широкая	0,04-0,10
	Средняя и средняя широкая	0,05-0,12
50-80	Легкая	0,04-0,07
	Легкая широкая	0,05-0,12
	Средняя и средняя широкая	0,06-0,14
80-120	Легкая	0,05-0,08
	Легкая широкая	0,06-0,14
	Средняя и средняя широкая	0,07-0,17

Таблица 6.14

Примерные значения осевой игры для регулировки радиально-упорных шарикоподшипников

Пределы диаметров вала, мм	Серия подшипников	Пределы осевой игры, мм
До 30	Легкая	0,02-0,06
	Средняя и тяжелая	0,03-0,09
30-50	Легкая	0,03-0,09
	Средняя и тяжелая	0,04-0,10
50-80	Легкая	0,04-0,10
	Средняя и тяжелая	0,05-0,12
80-120	Легкая	0,05-0,12
	Средняя и тяжелая	0,06-0,15

и радиальные зазоры в радиально-упорных и упорных подшипниках имеют определенную геометрическую зависимость.

Оптимальная осевая игра (зазор) в подшипниках регулируемого типа зависит от многих факторов: конструкции и размера подшипников, температуры узла во время работы, жесткости опор, точности посадочных мест; поэтому величина осевой игры устанавливается индивидуально для каждого узла.

Следует учитывать, что отсутствие зазора, так же как и чрезмерно большой зазор, ведет к быстрому износу подшипни-

Таблица 6.15

Примерные значения осевой игры для регулировки двойных упорных подшипников

Пределы диаметров вала, мм	Серия двойных подшипников	Предел осевой игры, мм
До 30	Легкая	0,03-0,08
	Средняя и тяжелая	0,05-0,11
30-50	Легкая	0,04-0,10
	Средняя и тяжелая	0,06-0,12
50-80	Легкая	0,05-0,12
	Средняя и тяжелая	0,07-0,14
80-120	Легкая	0,06-0,15
	Средняя и тяжелая	0,1-0,18

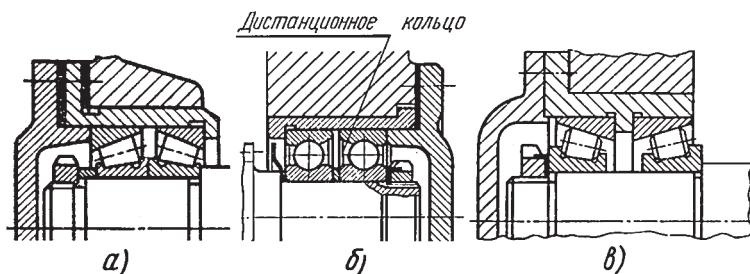


Рис. 6.68. Конструкция узла опоры с фиксированной парой подшипников

ков. Исключение составляют узлы точных станков, которые монтируются на подшипниках с предварительным натягом.

Радиально-упорные подшипники и особенно роликовые конические лучше работают при малой осевой игре.

Если в узле обеспечена высокая точность расточки посадочных мест, расстояние между подшипниками невелико и нет опасения защемления тел качения, то следует выбирать нижние пределы осевой игры.

Если вышеуказанные условия в узле не выполняются, то пределы осевой игры выбираются по табл. 6.13, 6.14 и 6.15 с учетом теплового удлинения вала.

В зависимости от схемы установки подшипников осевая игра регулируется: прокладками между корпусом и торцом крышки (рис. 6.68; а, б); резьбовыми кольцами на валу или в корпусе; гайкой и специальной шайбой (рис. 6.68, в) и др.

В данной схеме в фиксированной опоре вала устанавливаются два подшипника (рис. 6.68). Внутренние кольца подшипников обеих опор закрепляют на валу. Наружные кольца подшипников, расположенных в фиксированной опоре, закрепляют в корпусе. Наружное кольцо подшипника плавающей опоры оставляют свободным.

В фиксированной опоре радиальные и осевые зазоры сводятся к минимуму соответствующей регулировкой, и «игра» валов почти отсутствует. Жесткость опоры увеличивается. Кроме того, расположение двух подшипников в фиксированной опоре увеличивает и жесткость вала.

Геометрическая зависимость в коническом роликоподшипнике между зазором g по линии давления (перпендикулярно образующей дорожки качения наружного кольца), радиальным

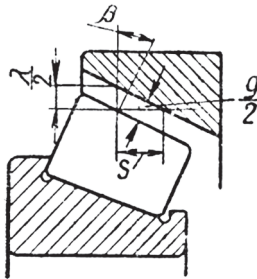


Рис. 6.69. Схема определения осевой игры вала

зазором A (перпендикулярно оси вращения подшипника) и осевой игрой S (параллельно оси вращения подшипника) (рис. 6.69) определяется следующими формулами:

$$g = \lambda \cos \beta;$$

$$g = 2S \sin \beta;$$

$$\lambda = 2Stg \beta,$$

где β – угол между образующей конуса наружного кольца подшипника и осью подшипника.

Величина осевой игры S влияет только половину полной осевой игры вала, смонтированного на двух конических роликоподшипниках. То же относится и к случаям установки вала на двух- или четырехрядных конических роликоподшипниках.

Регулировка осевой игры радиально-упорных шарикоподшипников при помощи прокладок производится следующим образом: надевают комплект прокладок на одну из крышек, устанавливают ее в корпус и зажимают болты до отказа.

Вторую крышку (без прокладок) также ставят на место; несколько не дожав болты до конца, проворачивают вал. Затем сильно зажимают болты крышки, добиваясь такого положения, чтобы вал проворачивался туго (зазор полностью уничтожен).

Далее измеряют щупом зазор между фланцем крышки и корпусом. К величине найденного щупом зазора прибавляют величину необходимого осевого зазора (осевой игры). Эта

сумма размеров и составляет необходимую толщину комплекта прокладок для регулирования осевой игры. Осевая игра распределяется между двумя подшипниками.

Крышку без прокладок после измерения величины осевой игры следует снять, подобрать комплект прокладок и снова поставить с прокладками, зажать болты до отказа и при этом проворачивать вал от руки.

Если вал вращается туго, то необходимо добавить еще одну тонкую прокладку, после этого следует проверить величину полученной осевой игры (при помощи индикатора или щупа): $\alpha - \delta_1 = 1 \dots 2$ мм.

Например, короткие валы при отсутствии значительного нагрева можно крепить посредством двух опор. При сборке для предупреждения защемления тел качения в радиальных подшипниках предусматривают минимальный осевой зазор $a = 0,2 \dots 0,3$ мм между крышкой подшипника и наружным кольцом, а в радиально-упорных – осевую регулировку путем изменения общей толщины набора прокладок b между фланцем крышки подшипника и его корпусом (рис. 6.70).

После того как установится при работе узла нормальный тепловой режим, зазор уменьшается до нормальных пределов или исчезает. Величину начального зазора a устанавливают обычно для каждого изделия опытным путем.

Поэтому данная схема осевой фиксации валов применяется при относительно коротких валах и при дуплексировании

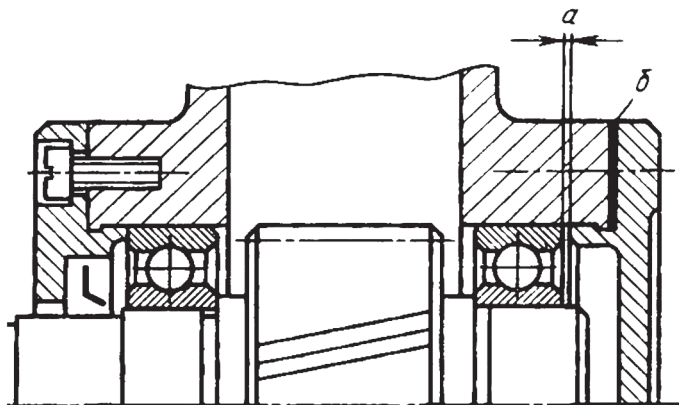


Рис. 6.70. Конструкция сборочной единицы для регулировки зазора

(подборе пар подшипников для установки с предварительным натягом) упорных шарикоподшипников, которые применяются в быстроходных механизмах.

Точность регулировки подшипников в значительной степени зависит от качества прокладок, которые должны быть изготовлены точно (штампованная калиброванная латунь или мягкая сталь).

Регулировка осевой игры радиально-упорных подшипников при помощи резьбовых колец на валу производится следующим образом: внутреннее кольцо подшипника зажимают резьбовым кольцом до полного уничтожения зазора в подшипниках. Затем резьбовое кольцо несколько отворачивают на $1/3$ или $1/4$ оборота, в зависимости от шага резьбы и требуемого осевого зазора, добиваясь свободного проворота вала; после этого резьбовое кольцо стопорят.

При регулировании прокладками зазора в конических роликоподшипниках сначала зажимают крышку без прокладок до тех пор, пока вал не будет провертываться очень туго. Затягивая гайки или винты, вал нужно повернуть на несколько оборотов, чтобы ролики подшипника имели возможность правильно установиться.

При зажатой до конца крышке зазора в подшипнике нет. Замеряя в этом положении в двух-трех местах зазор А (рис. 6.71, а)

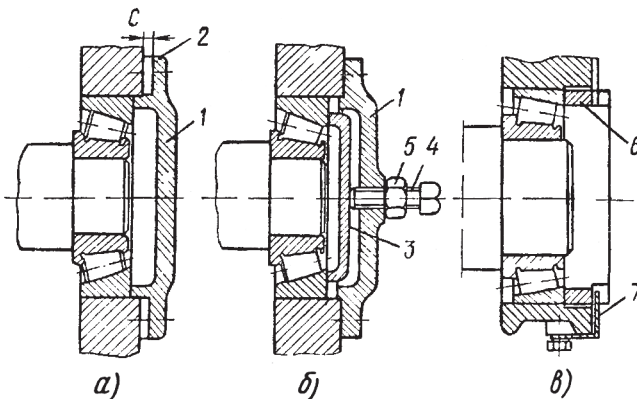


Рис. 6.71. Схемы регулирования зазора в конических роликоподшипниках:

а – крышкой; б – болтом 4 в промежуточную крышку 5;
в – втулкой 6 и угольником 7

между крышкой 1 и корпусом и прибавляя к нему требуемое осевое перемещение вала С, определим толщину Т калиброванной прокладки 2, которую нужно подложить под крышку, т. е. $T=A+C$.

При регулировании зазора в подшипнике болтом 4 и гайкой 5 (рис. 6.71, б) сначала их затягивают до тугого провертывания вала (это показывает, что зазоры выбраны правильно). Затем по величине шага Р резьбы определяют, на какой угол φ следует повернуть винт или гайку обратно, чтобы получить требуемый зазор: $\varphi=C/(P \cdot 360^\circ)$ (обычно – это четверть оборота).

6.12.5. Дуплексация подшипников

К работе целого ряда подшипников предъявляются особо высокие требования (узлы точных приборов, авиационных двигателей, шпиндели точных станков и т. п.).

Вибрации валов, которые возникают при наличии даже нормальных зазоров, для этих узлов недопустимы.

Зазоры в подшипнике и упругие деформации его элементов под действием рабочей нагрузки вызывают осевые и радиальные вибрации вала. Уничтожение в подшипниках качения осевого и радиального зазоров (осевой и радиальной игры) и значительное повышение жесткости комплекта подшипников качения может быть обеспечено созданием предварительного натяга, т. е. приложением предварительной осевой нагрузки, в результате чего возникает начальная упругая деформация и исчезают осевые зазоры в комплекте.

Если затем к подшипнику приложить рабочую осевую нагрузку, то относительное перемещение его колец будет значительно меньше, чем до создания предварительного натяга. Следует иметь в виду, что по мере износа тел и дорожек качения в процессе эксплуатации или длительных испытаний величина предварительного натяга будет уменьшаться. Для сохранения предварительного натяга одно из колец подшипника смещают в осевом направлении устройством для компенсации износа или деформации деталей узла подшипников на величину, соответствующую значению натяга.

Предварительный натяг осуществляется различными способами. Для этого применяют дистанционные кольца h_2 (рис. 6.72) между внутренними и наружными кольцами подшипников,

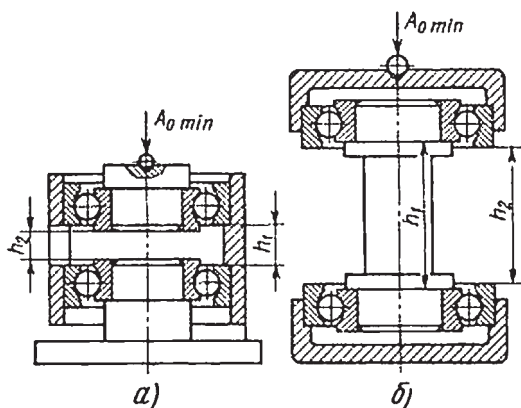


Рис. 6.72. Дуплексация подшипников:

а – определением размера внутреннего кольца;
б – определением размера наружного кольца

крышки с резьбой и специальные пружины (рис. 6.73), компенсирующие износ и деформацию деталей узла подшипников.

В понятие дуплексации подшипников входит подбор комплекта шариковых радиально-упорных подшипников, доработка посадочных поверхностей и деталей, их соединяющих, для выбора зазоров и создания натяга.

Точность сопрягаемых с подшипниками деталей должна соответствовать точности применяемых в узле подшипников. Например, цилиндричность и конусность отверстия шариковых радиально-упорных подшипников для внутришлифовального шпинделя станка, параллельность беговой дорожки и торцов, радиальное биение и параллельность торцов подшипников – не более 0,5 мкм. Допуск точности шариков по размеру и форме – не более 0,125 мкм. Разброс угла контакта шариков с дорожками качения – не более 1-2° у пары подшипников. Эти параметры проверяются и по результатам проверки подбираются пары подшипников с примерно одинаковыми параметрами.

При дуплексированной установке этой пары подшипников необходимо обеспечить точность шеек шпинделя и посадочных отверстий в корпусе под подшипники: круглость – 0,5-2 мкм, овальность – 1-3 мкм, радиальное биение от-

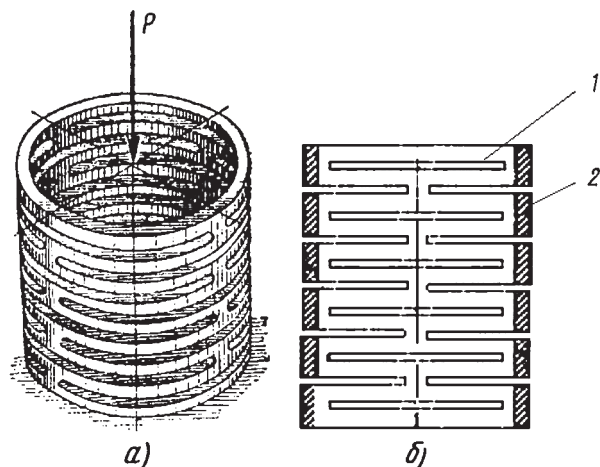


Рис. 6.73. Прорезная пружина:

а – общий вид; б – осевое сечение (1 – прорез, 2 – перемычка)

носителю оси – 1-2 мкм, несоосность отверстий под подшипники в корпусе – 2 мкм на длине 400 мм, шероховатость поверхности – $R_a=0,025-0,1$ мкм. Эти параметры должны быть проверены перед сборкой.

В зависимости от радиального размера подшипников величина осевого усилия, которым обеспечивается предварительный натяг подшипников, может изменяться от 30 до 60 кг.

При монтаже дуплексированных подшипников следует придерживаться следующих рекомендаций:

- подшипники должны подбираться парами, с примерно одинаковыми параметрами;
- максимумы радиального биения внутренних колец подшипников и максимум радиального биения посадочной шейки вала, на которую должны быть смонтированы кольца подшипников, должны быть направлены в противоположные стороны, а максимальное торцовое биение колец подшипников должно быть направлено в сторону, противоположную максимальному торцовому биению заплечиков валов;
- наружные кольца подшипников следует устанавливать в посадочные отверстия корпуса так, чтобы максимумы радиального биения всех подшипников были направлены в одну сторону.

При ремонте конкретных узлов с дуплексированными подшипниками целесообразно пользоваться руководством по эксплуатации и учитывать при этом конструктивные особенности механизма.

6.12.6. Монтаж игольчатых подшипников

Сборку подшипниковых сборочных единиц, в опорах которых применяют свободные игольчатые ролики, выполняют при помощи вспомогательных втулок. Диаметр наружной поверхности таких втулок должен быть на 0,2-0,3 мм меньше диаметра шейки вала с беговой дорожкой под игольчатые ролики.

На поверхность дорожки качения в отверстии корпуса наносят слой консистентной мази (используемой для смазки подшипникового узла), на которую «наклеивают» иглы в один или несколько рядов. В образовавшееся отверстие вводят вспомогательную втулку; благодаря уменьшенному (против диаметра вала) размеру диаметра наружной поверхности втулка легко входит в отверстие между иглами. К торцу вспомогательной втулки плотно прижимают монтируемый вал и вместе со вспомогательной втулкой проталкивают в отверстие (рис. 6.74).

Вспомогательная втулка в процессе установки вала на свое место удерживает иглы на поверхности отверстия и не дает им возможности выпасть из отверстия, а монтируемый вал своей фаской прижимает иглы к поверхности дорожки качения в корпусе.

Комплектные игольчатые подшипники (с наружным и внутренним кольцами), а также с тонкостенным штампованным

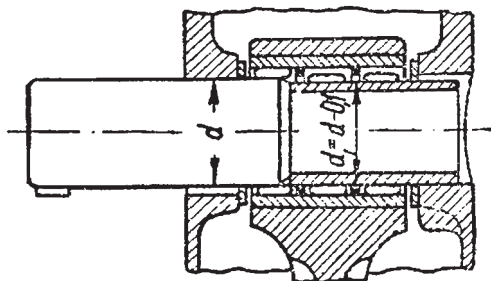


Рис. 6.74. Монтаж игольчатого некомплектного подшипника

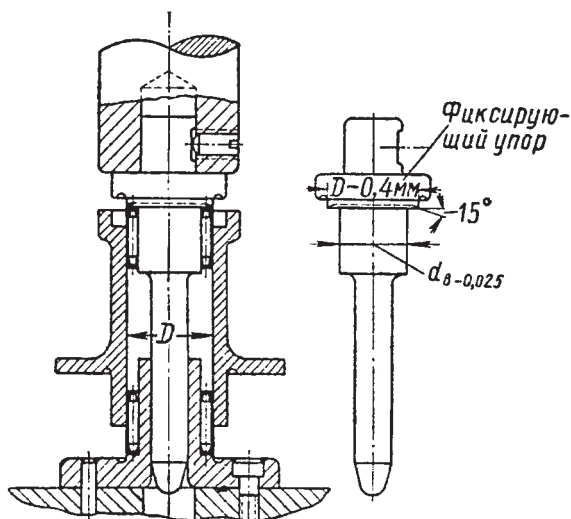


Рис. 6.75. Приспособление для монтажа игольчатого некомплектного подшипника с тонкостенным штампованным наружным кольцом

наружным кольцом монтируют теми же способами, которые применимы для установки подшипников других типов с массивными кольцами. При этом посадка подшипников со штампованным наружным кольцом в корпус должна осуществляться только при помощи ручного или механического пресса, так как даже легкие местные удары молотка через медную выколотку по тонкостенному кольцу вызывают его деформацию и повреждения. Наиболее целесообразно пользоваться специальными приспособлениями (рис. 6.75).

6.12.7. Стаканы

Для размещения опор валов, состоящих из нескольких подшипников, применяют стаканы (рис. 6.76). Стаканы обычно выполняют из чугунного литья марки СЧ15 и из стали, которые применяют в чугунном или силуминовом корпусе при значительных нагрузках.

Толщину стенки стаканов δ , мм, принимают в зависимости от диаметра D отверстия стакана под подшипник.

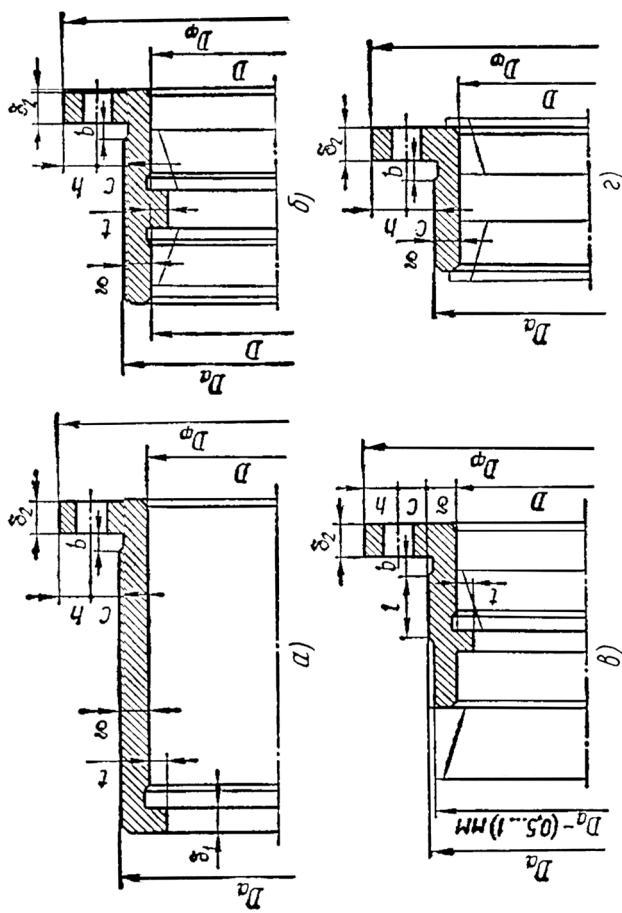


Рис. 6.76. Конструкции ступеней для подшипников:
 а – для универсальной сборки; б – для двух конических подшипников (внутри стакана); в – для двух конических подшипников (один снаружи и один внутри); г – для двух конических подшипников с буртами

Стаканы для подшипников вала конической шестерни (рис. 6.76, а) перемещают при сборке для регулировки осевого положения конической шестерни. Для этого применяют посадку стакана в корпусе H7/js6. Другие стаканы после их установки в корпус остаются неподвижными. Тогда применяют посадки типа H7/k6 или H7/m6.

6.12.8. Крышки и уплотнения

Осевое положение вала в корпусе определяется с помощью торцовых крышек. Торцовые крышки должны быть дос-

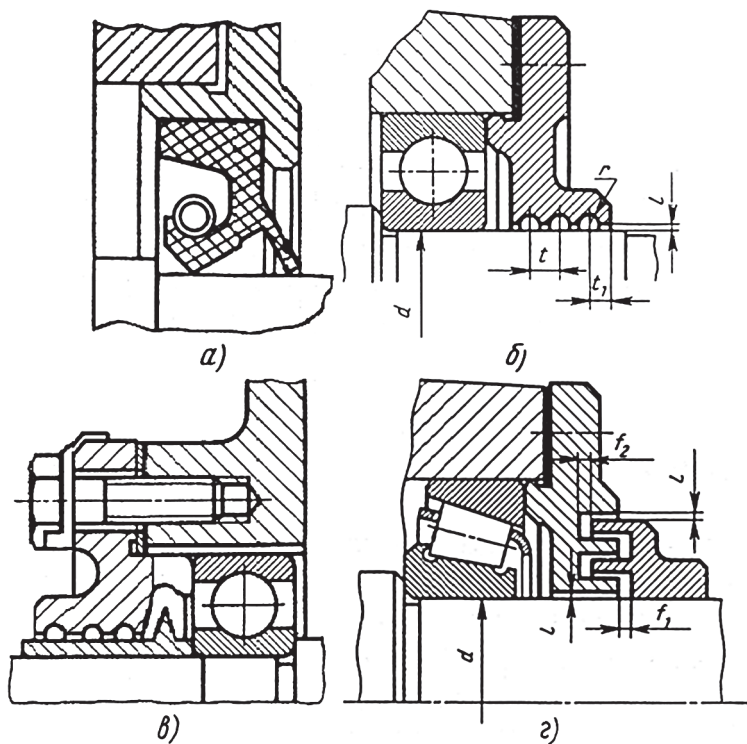


Рис. 6.77. Уплотнения валов, размещаемых в крышках:
 а – манжетное; б – щелевое ($t=0,2\dots0,4$; $t_1=4,5\dots6$; $r=1,2\dots2$);
 в – центробежное; г – лабиринтное ($f_1=1\dots2$; $f_2=1,5\dots3$)

таточно прочными, чтобы выдержать осевые нагрузки, передаваемые валами через наружные кольца подшипников.

Крышки подшипников изготавливают из чугуна марки СЧ 15. Различают крышки глухие и с отверстиями для прохода валов (рис. 6.77). Крышки изготавливаются с центрирующим выступом и без него. Центрирующий выступ обычно контактирует с наружным кольцом подшипника для фиксирования положения вала в корпусе. Наружный диаметр выступа равен диаметру расточки под подшипник по посадке $h9$, а внутренний соответствует размеру t в стакане. Толщина и наружный диаметр фланца, диаметр, на котором расположены отверстия, и их количество определяются так же, как для стакана.

Если крышка не контактирует с подшипником, то она может быть выполнена без центрирующего пояса (плоской). Если крышка выполнена с отверстием для прохода вала, то она отличается тем, что в ней, как правило, предусматривается место для установки уплотнения, которое защищает подшипник от попадания грязи и от вытекания смазки (рис. 6.77, а). Наличие уплотнения и деталей крепления подшипника на валу определяет в осевом сечении конфигурацию торцевой наружной и внутренней поверхности крышки (рис. 6.77).

Так как щелевые уплотнения недостаточно надежно защищают подшипники от попадания пыли и грязи, то их применяют для подшипников качения машин, работающих в чистой и сухой воздушной среде. Лабиринтные уплотнения (рис. 6.77, в) – самые надежные, особенно при больших частотах вращения валов. Уплотнения, основанные на действии центробежной силы (рис. 6.77; а, в, г), применяют в качестве наружных и внутренних. В ответственных случаях применяют комбинированные уплотнения (в). Уплотнения манжетные резиновые для валов приведены в табл. 6.16.

Для предотвращения вытекания смазочного материала из корпуса редуктора или выноса его в виде масляного тумана и брызг применяют различные уплотняющие материалы и устройства. Разъемы составных корпусов герметизируют специальными мазями, наносимыми на плоскости разъема перед сборкой корпуса. Во фланцевых соединениях, когда положение фланца не определяет осевой зазор в подшипниковом узле, могут применяться также мягкие листовые прокладочные материалы.

Таблица 6.16

Уплотнения манжетные резиновые для валов

Манжета резиновая армированная, мм		d	D	h ₁	h ₂
	<i>Тип I</i>	20; 21; 22	40	10	14
	<i>Тип II с пыльником</i>	24	41		
		25	42		
		26	45		
		30; 32	52		
		35; 36; 38	58		
		40	60		
		42	62		
		45	65		
		48; 50	70		
		52	75		

В настоящее время для герметизации фланцевых соединений широко применяют уплотнения в виде резиновых колец круглого сечения (рис. 6.78, а).

Для герметизации стыков типа фланец-корпус с центровочным буртом применяют установки колец в канавку (рис. 6.78, б),

Таблица 6.17

Размеры сечений круглых колец и установочных мест для них

Размеры	Диаметр кольца, d, мм			
	2,5	3,0	3,6	4,6
D	24-54	25-100	28-205	36-260
b	3,6	4,0	4,7	5,6
h	1,85	2,35	2,8	3,7
c	2,0	2,0	2,5	2,5
a	3,5	4,5	5,0	6,0
e	1,85	2,2	2,6	3,3
M	3,3	4,2	5,0	7,2

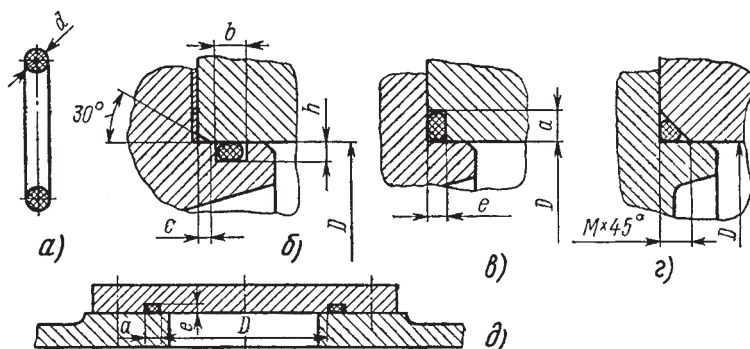


Рис. 6.78. Уплотнение круглым кольцом

в торец (рис. 6.78, в) и в фаску (рис. 6.78, г). Установка колец в канавку занимает больше места в осевом направлении, но удобна при совмещении с регулировочными прокладками между фланцем и корпусом для осевого зазора, поскольку в этом случае изменение толщины прокладок не связано с деформацией сечения кольца, которым производится уплотнение по посадочной поверхности. Размеры установочных мест под резиновые уплотнительные кольца круглого сечения приведены в табл. 6.17. Эти же кольца можно применять для нецентрированных плоских стыков (не обязательно круговых). Для этого на одной из соединяемых деталей должна быть выполнена канавка. Пример кругового уплотнения показан на рис. 6.78, д.

6.12.9. Смазка подшипников

Смазка подшипников должна обеспечивать уменьшение трения, отвод тепла и равномерное распределение его во всех частях подшипника, уменьшение шума, предохранение от коррозии, улучшение работы уплотнений путем заполнения зазоров между вращающимися и неподвижными деталями узла.

Для смазки подшипников качения применяются жидкие масла и консистентные смазки, которые должны удовлетворять следующим требованиям: иметь химическую и физическую стабильность, не выделять твердых осадков; не содержать механических примесей; содержание в них свободной воды, кислот и щелочей должно быть в пределах допустимых норм.

Жидкие масла по сравнению с консистентными смазками более стабильны, могут применяться при более высоких угловых скоростях и при высоких и низких температурах, когда консистентные смазки теряют свои смазывающие свойства; допускают полную смену масла без разборки агрегата.

Консистентные смазки имеют следующие преимущества: не вытекают из корпусов (уплотнения могут быть более простые); хорошо заполняют зазоры между вращающимися и неподвижными деталями узлов; могут работать в подшипниковом узле в течение продолжительного срока (6-10 месяцев).

При выборе смазки определяющими факторами являются: скорость вращения, нагрузка на подшипник, рабочая температура узла, состояние окружающей среды.

Для подшипников качения выбирают преимущественно консистентную смазку; однако ее не следует применять при высокой температуре и значительных угловых скоростях, а также при низкой температуре.

Выбор наиболее рациональной смазки для подшипников качения связан в основном с установлением оптимально необходимой вязкости масла и его стабильностью. При увеличении скорости вращения потери на трение в смазке увеличиваются, и поэтому для опор быстроходных валов следует применять смазки с меньшей вязкостью.

С увеличением нагрузки и уменьшением числа оборотов следует выбирать масла с большей вязкостью.

Подшипники качения требуют незначительного количества смазки. Так, при консистентной смазке корпус подшипника должен быть заполнен от 1/2 до 2/3 своего свободного объема. При жидком масле его уровень должен быть при числе оборотов $n=1500$ об/мин не выше центра нижнего шарика или ролика, а при $n>1500$ об/мин уровень должен быть еще ниже.

Избыток масла ведет к резкому повышению температуры узла. Надо следить, чтобы в подшипники добавлялись определенные порции смазки, необходимые для их нормальной работы. Частота пополнения корпусов консистентной смазкой зависит от качества смазки, конструкций уплотнения корпуса и устанавливается на основе практического наблюдения за работой конкретного механизма. При хороших условиях эксп-

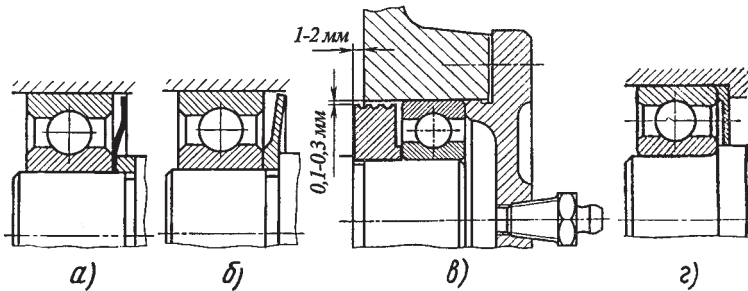


Рис. 6.79. Внутренние уплотняющие устройства для подшипников:
 а и б – маслоотражательные кольца; в – подвижное и г – неподвижное
 мазеудерживающее кольцо

луатации пополнять смазку можно один раз в 6-9 месяцев; пополнение корпусов жидким маслом должно производиться 1-2 раза в месяц.

Для подшипников качения, смазываемых консистентными мазями, предусматривают внутренние уплотняющие устройства, назначение которых – противодействовать поступлению в корпус подшипника лишней смазки, разбрызгиваемой колесами из общей масляной ванны (рис. 6.79; а, б). Внутренними уплотняющими устройствами снабжают также подшипники качения, смазываемые жидкой смазкой из общей масляной ванны при слишком обильной струе смазки, например при расположении подшипника вблизи косозубой шестерни или червяка. Внутренние уплотняющие устройства служат также для защиты подшипников качения от загрязнения продуктами износа зубьев колес из общей масляной ванны.

На рис. 6.79, в показано щелевое подвижное уплотнение с проточками. К данной группе уплотнений относят также уплотнения с защитными с неподвижными маслоотражательными шайбами (рис. 6.79, г).

6.13. БАЛАНСИРОВКА ДЕТАЛЕЙ И СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ

После сборки вращающейся сборочной единицы, в которую входят сбалансированные детали (например: валы, насадные шестерни, муфты и др.) и другие детали (шпон-

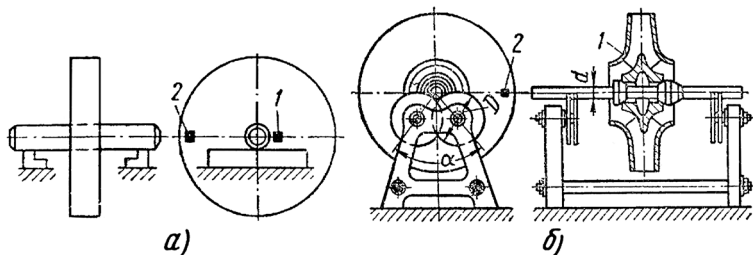


Рис. 6.80. Балансировка деталей:

а – на горизонтальных параллелях

(1 – центр тяжести детали; 2 – корректирующий груз);

б – на дисках (1 – деталь; 2 – корректирующий груз)

ки, штифты, стопорные винты и др.), возникает необходимость в повторной их балансировке, так как смещение одной из деталей, даже в пределах зазоров, предусмотренных чертежом, вызывает значительную неуравновешенность.

Несовпадение центра тяжести детали с осью вращения принято называть статической неуравновешенностью, а неравенство нулю центробежных моментов инерции – динамической неуравновешенностью.

Статическая неуравновешенность легко обнаруживается при установке детали опорными шейками или на оправках на горизонтальные параллели (ножи, призмы, валики) или ролики, а динамическая – лишь при вращении детали. В связи с этим балансировка бывает статическая и динамическая.

Статическая балансировка. Существует несколько методов выполнения статической балансировки. Наиболее часто встречаются в станкостроении балансировки на призмах и на дисках. Ножи, призмы и ролики должны быть калеными и шлифованными и перед балансировкой выверены на горизонтальность.

При балансировке на горизонтальных параллелях (рис. 6.80) допускаемые овальность и конусность шеек оправки не должны превышать 0,01-0,015 мм, а диаметры их должны быть одинаковыми.

Для уменьшения коэффициента трения параллели и шейки оправки рекомендуется подвергать закалке и тщательно шлифовать. Рабочую длину параллелей можно определять по формуле:

$$\epsilon = (2 \div 2,5)\pi d,$$

где d – диаметр шейки оправки.

Ширина рабочей поверхности параллелей (ленточки) равна (см):

$$b = 0,35 \frac{GE}{\sigma^2 d},$$

где G – усилие, действующее на параллель, в кг; E – модуль упругости материала оправки и параллелей, в кг/см²; σ – допускаемое сжимающее напряжение в местах контакта шейки и параллели, в кг/см² (для закаленных поверхностей $\sigma = 2 \cdot 10^4 \div 3 \cdot 10^4$ кг/см²).

Величина d в см назначается из конструктивных соображений с учетом удобства установки балансируемой детали на оправку.

Дисбаланс определяется пробным прикреплением корректирующих грузов на поверхности балансируемой детали. Устраняется дисбаланс удалением эквивалентного количества материала с диаметрально противоположной стороны или установкой и закреплением соответствующих противовесов (корректирующих грузов).

Статическая балансировка шкива может быть выполнена следующим образом. На ободе шкива предварительно наносят мелом черту и сообщают ему вращение. Вращение шкива повторяют 3-4 раза. Если меловая черта будет останавливаться в разных положениях, то это будет указывать на то, что шкив сбалансирован правильно. Если меловая черта каждый раз будет останавливаться в одном положении, то это значит, что часть шкива, находящаяся внизу, тяжелее противоположной. Чтобы устранить это, уменьшают массу тяжелой части высверливанием отверстий или увеличивают массу противоположной части обода шкива, высверлив отверстия, а затем заливают их свинцом.

Чувствительность балансировки деталей весом до 10 т на горизонтальных параллелях (рис. 6.80, а):

$$F = 1000fG,$$

где F – чувствительность метода в Г·см; f – коэффициент трения качения ($f = 0,001 \div 0,005$ см); G – вес детали или сборочной единицы в кг.

Чувствительность балансировки деталей весом до 10 т на дисках (рис. 6.80, б):

$$F = \frac{1000G \left(f + \mu r \frac{d}{D} \right)}{\cos \alpha},$$

где F – чувствительность метода в $\Gamma \cdot \text{см}$; f – коэффициент трения качения ($f=0,001 \div 0,005 \text{ см}$); G – вес детали или сборочной единицы в кг; μ – коэффициент трения качения в подшипниках дисков; r – радиус цапфы дисков в см; d – диаметр оправки в см; D – диаметр дисков в см; α – угол между осью оправки и осями дисков.

Точность балансировки на дисках больше, чем на горизонтальных призмах. Статическую балансировку чаще всего применяют для деталей типа дисков.

Балансировка деталей и сборочных единиц может быть выполнена на балансировочных весах в резонансном режиме колеблющейся системы, которая позволяет повысить точность балансировки.

Балансировку деталей весом до 100 кг на балансировочных весах выполняют следующим образом (рис. 6.81): испытываемую конструкцию 1 уравнивают грузами 3 и разгоняют вращающуюся часть 1 конструкции до частоты вращения, превышающей частоту колебаний системы. После разгона электродвигатель отсоединяют от испытываемой конструкции, подвижная часть которой продолжает свободно вращаться, постепенно снижая скорость. Это исклю-

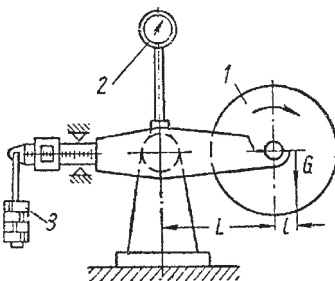


Рис. 6.81. Балансировочные весы

чает влияние возмущений от двигателя привода на колеблющуюся систему. Амплитуда смещения контрольной точки измеряют прибором 2 в момент совпадения частоты вращения шпинделя с собственной частотой колеблющейся системы, т. е. при резонансе, где амплитуда достигает наибольшего значения. Величина остаточной неуравновешенности при данном методе измерения не должна превышать 1,5-2 Г·см.

По ряду изделий в настоящее время на основании опыта уже установились нормы допустимого смещения центра тяжести вращающихся деталей (табл. 6.18).

Чувствительность балансировки деталей весом до 100 кг на балансировочных весах (рис. 6.81): $F=20 \div 30 \text{ Г} \cdot \text{см}$.

Величина дисбаланса:

$$Gl = \frac{\omega}{2} L,$$

где ω – разность показаний прибора 2.

Таблица 6.18

Допустимая величина смещения центра тяжести

Группа деталей	Наименование деталей	Смещение центра тяжести, мкм	Группа деталей	Наименование деталей	Смещение центра тяжести, мкм
А	Круги, роторы, валы и шкивы точных шлифовальных станков	0,2-1,0	В	Жесткие небольшие роторы электродвигателей, генераторы	2-10
Б	Высокооборотные электродвигатели, приводы шлифовальных станков	0,5-2,5	Г	Нормальные электродвигатели, вентиляторы, детали машин и станков, быстроходные приводы и т. д.	5-25

Динамическая балансировка деталей и сборочных единиц применяется для более точного определения дисбаланса, возникающего при вращении под действием центробежных сил. Для проведения динамической балансировки деталей и комплектов типа тел вращения применяют балансировочные станки.

Детали и комплекты типа муфт, зубчатых колес, шкивов балансируют на оправках. Оправку с деталью или сборочной единицей для балансировки устанавливают на балансировочном станке и соединяют со шпинделем станка.

Величина дисбаланса и место его расположения определяются приборами, установленными на станке. Дисбаланс устраняют обычно сверлением отверстия в детали или направлением металла на противоположной от места дисбаланса стороне детали.

Требуемая техническими условиями точность балансировки зависит от конструкции и назначения деталей и узлов, скорости их вращения, допустимых вибраций машины, необходимой долговечности опор.

Статическая балансировка может уравнивать деталь относительно ее оси вращения, но не может устранить действие сил, стремящихся повернуть деталь вдоль продольной ее оси.

Динамическая балансировка устраняет оба вида неуравновешенности. Динамической балансировке подвергают быстроходные детали со значительным отношением длины к диаметру (роторы турбин, генераторов, электродвигателей, быстровращающиеся шпиндели станков, коленчатые валы автомобильных и авиационных двигателей и т. д.).

Динамическую балансировку производят на специальных станках высококвалифицированные рабочие. При динамической балансировке определяют величину и положение массы, которые нужно приложить к детали или отнять от нее, чтобы деталь оказалась уравновешенной статически и динамически.

Центробежные силы и моменты инерции, вызванные вращением неуравновешенной детали, создают колебательные движения из-за упругой податливости опор. Причем колебания их пропорциональны величине неуравновешенных центробежных сил, действующих на опоры. На этом принципе основана балансировка деталей и сборочных единиц машин.

Динамическая балансировка, выполняемая на современных автоматизированных балансировочных станках, в интервале 1-2 мин выдает данные: глубину и диаметр сверления, массу грузов, размеры контргрузов и места, где необходимо закрепить и снять грузы, а также амплитуду колебаний опор.

Динамической балансировке подвергаются детали и узлы длиной больше диаметра (коленчатые валы, шпиндели, роторы лопаточных машин и т. п.). Динамическая неуравновешенность, возникающая при вращении детали вследствие образования пары центробежных сил P (рис. 6.82, а), может быть устранена приложением корректирующего момента от сил P_1 . Выбор плоскостей коррекции определяется конструкцией детали и удобством удаления излишков металла. Наиболее общий случай неуравновешенности детали, встречающийся на практике, показан на рис. 6.82, б.

Выявление неуравновешенности производится на балансировочных машинах. В условиях индивидуального производства динамическую балансировку выполняют при помощи простых средств, к числу которых можно отнести, например, устройство для установки опор уравниваемой детали на упругие балки или на упругие (резиновые) подкладки.

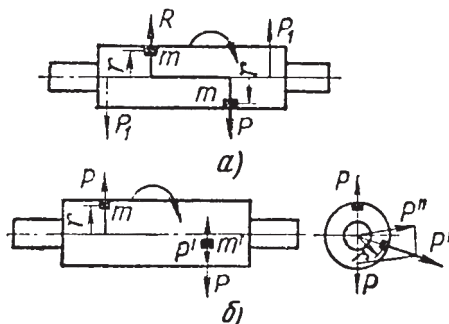


Рис. 6.82. Принципиальная схема динамической балансировки деталей:

- а – динамическая неуравновешенность детали; P – центробежные силы от неуравновешенных масс m , расположенных на плече r ;
- P_1 – центробежные силы от корректирующих грузов;
- б – статическая и динамическая неуравновешенность детали;
- P' – центробежная сила от массы m' , раскладываемая на силы P и P'' , вызывающие статическую неуравновешенность

Деталь приводят во вращение до скорости, превышающей условия резонанса.

Отключают привод (например, сбросом ремня) и замеряют амплитуду максимальных колебаний одной из опор. Прикреплением пробного груза к детали добиваются прекращения колебания этой опоры. Аналогичную процедуру выполняют в отношении другой опоры. Балансировка заканчивается по прекращении колебаний опор.

Схема балансировки на универсальной машине с упругими опорами, применяемой для деталей и узлов весом до 100 т (роторы мощных турбин) – на рис. 6.83.

Балансировку ведут при поочередном закреплении опор. Угловое положение дисбаланса находят при помощи механических или электрических индикаторов. Величина дисбаланса в выбранных плоскостях коррекции определяется прикреплением пробных компенсирующих грузов. Чувствительность зависит от веса и размеров объекта.

Балансировка на машинах рамного типа с регулируемыми компенсаторами дисбаланса применяется преимущественно для деталей и сборок малых и средних размеров весом до 100 кг.

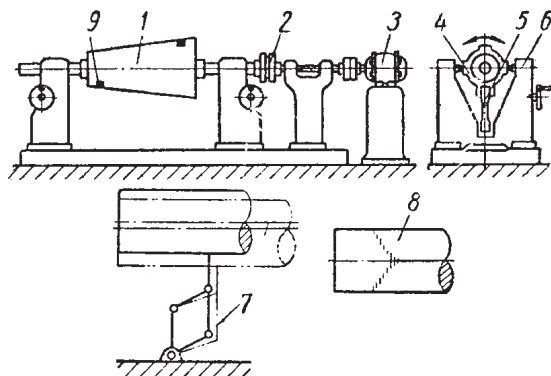


Рис. 6.83. Схема балансировки на универсальной машине:

- 1 – балансируемый объект; 2 – электромагнитная муфта;
- 3 – электродвигатель; 4 – подшипники; 5 – поддерживающие упругие стойки (рессоры); 6 – упоры, поочередно запирающие подшипники;
- 7 – механический рычажный индикатор для определения плоскости дисбаланса по меткам 8, вычерчиваемым острием индикатора на окрашенной колеблющейся шейке объекта;
- 9 – компенсирующие пробные грузы, прикрепляемые к объекту

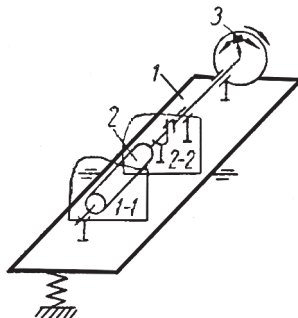


Рис. 6.84. Схема балансирующей машины с горизонтальной осью качания рамы:

1 – рама; 2 – балансируемая деталь, сборка; 3 – компенсатор дисбаланса

Уравновешивание дисбаланса осуществляется вручную и механически.

На рис. 6.84 приведена схема балансирующей машины с ручным перемещением компенсирующего груза 3 на шпинделе станка. Груз 3 перемещают в радиальном и окружном направлениях и вручную корректируют его вес. Так определяют эквивалентное количество материала для удаления с детали. Дисбаланс определяют только в плоскости коррекции 1–1. Поэтому для определения дисбаланса детали в другой плоскости 2–2 необходимо ее переустановить с поворотом на 180° для определения величины и местоположения компенсатора в этой плоскости. Машина требует предварительной настройки по эталонной детали; колебания рамы вокруг горизонтальной оси отмечаются механическим измерителем амплитуды; величина неуравновешенных моментов в выбранных плоскостях коррекции определяется с точностью 10–15 Г·см².

6.14. ИСПЫТАНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОСЛЕ СБОРКИ

Порядок и методы испытания производственного оборудования после сборки изложены в Руководстве по эксплуатации (РЭ) (ГОСТ 2.601-95), которое является частью конструкторской документации, разрабатываемой к станку (технологической машине).

РЭ, как правило, состоит из введения и следующих частей: описание и работа; использование по назначению; техническое обслуживание; текущий ремонт; хранение; транспортирование.

Подраздел (РЭ) «Технические характеристики» содержит технические данные, основные параметры и характеристики (свойства), необходимые для изучения и правильной технической эксплуатации изделия.

При изложении сведений о контролируемых (измеряемых) параметрах указывают: наименование параметра; номинальное значение, допуск (доверительный интервал), а также применяемые средства измерения и т.д.

6.14.1. Испытания электрооборудования после сборки

Когда после сборки машины электрооборудование полностью подсоединено к станку (технологической машине), оно должно быть подвергнуто следующим испытаниям: испытание на непрерывность цепи защиты; испытание на сопротивление изоляции; испытание напряжением; испытание на защиту от остаточных напряжений; испытания на электромагнитную совместимость; функциональным испытаниям.

При внесении изменений в электрооборудование необходимо выполнить предусмотренные испытания для электрооборудования после сборки или модернизации.

Испытание на непрерывность цепи защиты. Цепь защиты станка (технологической машины) должна быть визуально проверена на соответствие требованиям документации. Необходимо также проконтролировать крепление соединений проводов и надежность цепи заземления (в цепи заземления соединение проводов скруткой не допускается, соединение проводов должно производиться с помощью болтов, шайб и гаек).

Более того, непрерывность цепи защиты следует проверить, пропуская через нее ток, минимум 10 А, 50 Гц или 60 Гц, направленный от постороннего источника в течение 10 с. Испытания должны быть произведены между зажимом РЕ (узлом заземления) и различными точками цепи защиты.

Измеренные значения напряжения между зажимом РЕ и контрольными точками не должны превышать значения, которые указаны в табл. 6.19.

Проверка непрерывности цепи защиты

Минимальное полезное поперечное сечение провода защиты контролируемой части, мм ²	Максимальное установленное падение напряжения, В
1,0	3,3
1,5	2,6
2,5	1,9
4,0	1,4
6,0	1,0

Испытание сопротивления изоляции. Измеренное при 500 В постоянного тока между проводами силовой цепи и цепи защиты сопротивление изоляции не должно быть менее 1 Мом.

Испытание напряжением. Электрооборудование станка (технологической машины) должно выдерживать подаваемое испытательное напряжение в течение, как минимум 1 с, между проводами всех цепей за исключением тех, которые предназначены для работы от постороннего источника или более низких, и цепи защиты.

Испытательное напряжение должно:

- составлять двойное значение номинального напряжения питания или 1000 В, если это значение больше;
- иметь частоту 50 Гц или 60 Гц;
- подаваться от трансформатора с минимальной мощностью 500 Вт.

Некалиброванные для прохождения такого испытания составные элементы должны быть отключены на это время.

Испытание на защиту от остаточных напряжений. Испытания станка (технологической машины) должны быть проведены в соответствии с методикой, изложенной в Руководстве по эксплуатации (РЭ).

Испытание на электромагнитную совместимость. Испытания станка (технологической машины) должны проводиться в соответствии с методикой, изложенной в РЭ. Используемые уровни взаимного влияния должны выбираться в зависимости от окружающей среды, в которой будет работать машина.

Функциональные испытания. Функции электрооборудования, в особенности те, что относятся к безопасности и устрой-

ствам защиты, также должны быть подвергнуты испытаниям в соответствии с методикой, изложенной в РЭ.

Испытания после сборки или модернизации. Когда часть станка (технологической машины) и связанное с ней оборудование или детали были заменены или изменены, эта часть должна быть снова подвергнута испытаниям по полной программе.

6.14.2. Испытания станка (технологической машины) по нормам на технологическую и геометрическую точность и жесткость

После сборки и перед проведением контрольных испытаний собранного станка (технологической машины) проводят его обкатку на холостом ходу (6 ч и более) в соответствии с требованиями РЭ. При обкатке происходит процесс постепенного изменения, в результате износа, начальной шероховатости и формы сопрягаемых поверхностей до достижения стабильной шероховатости и постоянной величины прилегания рабочих поверхностей. Проверяют работу подвижных составных частей на отсутствие постороннего шума, проверяют температуру подшипниковых узлов, работу органов управления и аварийной остановки и т.д. При необходимости производят остановку оборудования, частичную разборку, очистку от продуктов износа, устранение дефектов и выборку зазоров. После сборки и регулировки приступают к повторным проверкам. После окончания обкатки проверяют пригодность машины к окончательным испытаниям и производят замену отработанного масла.

Окончательная проверка собранного станка (технологической машины) по нормам на технологическую и геометрическую точность и жесткость и применяемые при этом методики проверок должны соответствовать технической документации или стандартам на данный тип оборудования и выполняться в соответствии с методами, изложенными в РЭ.

Например, современные металлорежущие станки по показателям точности разделяют на станки нормальной точности – Н, повышенной точности – П, высокой точности – В, особо высокой точности – А и особоточные – С. Повышение точности станков связано с повышением требований к точности изго-

товления ответственных деталей этих станков. Для станков средних размеров повышенной точности направляющие станин изготавливают с допускаемыми отклонениями по прямолинейности в пределах 0,02-0,03 мм на 1000 мм; для станков высокой точности – 5-6 мкм на 1000 мм; для станков особо высокой точности – 2 мкм на 1000 мм. Отклонение от круглости шеек шпинделей для станков нормальной точности допускается в пределах 6-8 мкм; для станков повышенной точности – 3-5 мкм; для станков высокой и особо высокой точности – 1-2 мкм.

Сборка станка (технологической машины) должна обеспечить точность взаимного положения его сборочных единиц и нормальную работу всех механизмов. Пригонка и посадка деталей должны быть произведены тщательно, без повреждения их рабочих поверхностей. Сборка неочищенных и непромытых деталей не допускается.

Плоскости крепления всех неподвижных соединений, от которых зависит точность или жесткость станка (технологической машины), должны быть подогнаны так, чтобы щуп толщиной 0,02-0,04 мм (в зависимости от класса точности) не заходил между сопряженными поверхностями.

Перед испытаниями станок (технологическая машина) должен быть установлен на фундаменте в соответствии с требованиями РЭ и тщательно выверен в поперечном и продольном направлении при помощи специального уровня большой чувствительности. Например, допускаемые отклонения не должны превышать 0,04 мм/м для станков классов точности Н и П и 0,02 мм/м для станков более высокого класса точности, если нет других указаний в РЭ.

Контроль установки приборов производят на обработанные поверхности основных деталей станка (технологической машины). Так, например, выверку токарного станка производят относительно верхних направляющих станины, фрезерного станка – относительно плоскости рабочего стола, радиально-сверлильного станка – относительно плоскости плиты и т. д.

В целях проверки качества станка (технологической машины) после сборки, модернизации и ремонта проводят приемочные испытания в следующей последовательности и в соответствии с требованиями РЭ:

- испытание на холостом ходу;
- испытание под нагрузкой;
- испытание на производительность;

- испытание на точность и чистоту обрабатываемой поверхности.

Приемочные испытания станка (технологической машины) после сборки производят силами ОТК завода.

Приемку тяжелого и уникального оборудования производят специальной комиссией под председательством главного механика предприятия.

После модернизации приемку станка (технологической машины) может производить механик цеха совместно с производственным мастером по всем установленным в РЭ проверкам.

Заключительным этапом испытаний станка (технологической машины) является проверка качества его работы, соответствие качества продукции (образца), а также производительности процесса изготовления продукции (огранки алмазов, высадки болтов, заправки конфет и т.д.) установленным в технической документации требованиям.

Результаты испытаний определяют возможность принятия решения о передаче оборудования в эксплуатацию и могут быть использованы, при необходимости, для оформления сертификата – документа, подтверждающего качество продукции.

Глава 7

УСЛОВИЯ ТРУДА ПРИ СБОРОЧНЫХ РАБОТАХ

7.1. ОРГАНИЗАЦИЯ ТРУДА НА РАБОЧЕМ МЕСТЕ

Работоспособность повышается при правильно выбранном темпе (степень быстроты) и ритме (равномерное чередование). Как при заниженных, так и завышенных темпах работы ослабляется внимание, снижаются качество работы и точность движений. Определяя ритм работы, учитывают, что операции, требующие концентрации внимания, не должны чередоваться с операциями, в которых применяют быстрые движения.

Утомление (усталость) – это, как правило, результат малопродуктивного, плохо организованного труда. Одним из факторов, увеличивающим усталость, является монотонность труда, которая усиливает физическое и умственное утомление, так как вызывает затраты дополнительной энергии на ее преодоление.

Утомление в зависимости от условий труда может наступать и быстрее, и медленнее. Если в процессе рабочего дня приходится часто нагибаться или высоко поднимать руки (если слишком высокий либо низкий верстак, станок и т.д.), а также работать в неудобной позе, утомляемость наступает быстрее и производительность труда значительно снижается.

Работоспособность человека претерпевает значительные изменения на протяжении дня, недели. Она может сохраняться на высоком уровне или, наоборот, быстро снижаться (при нарушении режима дня, плохом освещении, воздействии высокой температуры, шумовых факторов, недоста-

точном или нерациональном питании и т. д.).

В течение рабочего дня работоспособность характеризуется тремя периодами:

1) рабочий «входит» в работу (период адаптации к выполняемой работе), постепенно растет производительность его труда;

2) период устойчивой работоспособности;

3) период появления и нарастания утомления.

Кривая производительности труда в течение первых двух часов поднимается вверх. Высокий уровень работоспособности держится около полутора часов, затем постепенно снижается в связи с утомлением. Как правило, в середине рабочего дня (после обеденного перерыва), работоспособность восстанавливается не сразу. Вновь наступает период адаптации к выполняемой работе, сменяющийся периодом устойчивой работоспособности, уровень которого несколько ниже дообеденного. На пятом-шестом часу работы снова отмечается снижение работоспособности.

Правильная организация труда и отдыха позволяет сохранить стабильный уровень работоспособности в течение рабочего дня.

Короткие перерывы и отдых во время работы предупреждают наступление утомления. Если рабочий работает стоя, необходимо отдыхать сидя, и наоборот. В обоих случаях полезно пройтись и «размять» ноги. При работе рекомендуют периодически менять положение корпуса с тем, чтобы предупредить искривление позвоночника и сутулость.

Для восстановления сил и работоспособности рекомендуют более активно проводить время после рабочего дня.

7.2. САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ ТРУДА

Воздушная среда – состав, температура и влажность воздуха («микроклимат») являются важными составляющими для создания здоровых условий труда. Наблюдения показывают, что соответствие чистоты и влажности воздуха гигиеническим требованиям положительно влияет на сохранение стабильного уровня работоспособности в течение рабочего дня.

Для помещений рекомендуют следующие температуры воздуха: при выполнении легких работ – 18...20°C, работ средней тяжести – 16...18°C и тяжелых работ – 14... 16°C.

К мероприятиям по предупреждению перегревания организма относятся:

- механизация тяжелых работ, защита от источников излучения, удаление избыточных тепловыделений с помощью вентиляции;
- профилактика нарушений водно-солевого обмена и других последствий перегревания. Для восстановления водно-солевого баланса организма рабочих горячих цехов обеспечивают подсоленной водой.

Шум приводит к быстрой утомляемости, снижает производительность труда и качество изделий, оказывает вредное влияние на органы слуха человека (вызывает глухоту), а также на нервную систему, нарушает нормальное функционирование других органов. Шум приводит к гипертоническому и другим заболеваниям. Особенно вредны высокочастотные шумы, возникающие при работе агрегатов ударного действия, движении потоков воздуха и газа.

При необходимости работать в помещениях, где шум превышает допустимые нормы (75...85 дБ), пользуются противошумными наушниками (рис. 7.1).

Противошумные наушники для клепальщиков и медников, работающих в условиях высокочастотного шума, состоят из чашечки 1, изготовленной из алюминия, звукопоглощающего материала 2 – поропласта, уплотнителя 3 из нетканой поливинилхлоридной окантованной пленки толщиной 0,3...0,4 мм, заполненного дистиллированным глицерином, обжимного кольца 4, выполненного из той же пленки и служащего для крепления уплотнителя к наушникам.

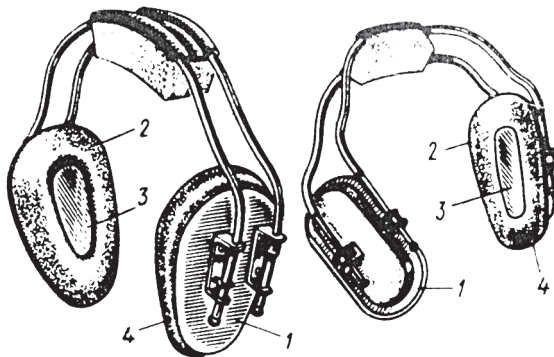


Рис. 7.1. Противошумные наушники

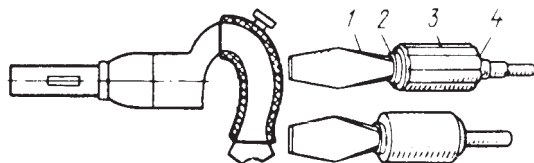


Рис. 7.2. Виброгасящие приспособления

Наушники крепятся на голове или с помощью плотной хлопчатобумажной либо резиновой тесьмы, или металлической фурнитуры (мягкое крепление), или двух охватывающих голову металлических дуг, изготовленных из пружинной проволоки и поливинилхлоридной профилированной ленты.

Вибрации (механические колебания), возникающие при движении транспортных средств или работе машин, вызывают быстрое утомление человека и заболевание (вибрационная болезнь). Вредное воздействие вибрации стараются предотвратить или уменьшить. При работе пневматическим инструментом пользуются перчатками с накладками из мягкого материала на поверхности ладони; систематически проводят лечебную гимнастику пальцев и кистей рук.

Для уменьшения действия вибрации служат мягкая виброгасящая втулка (муфта) 3 для левой руки (рис. 7.2) и мягкая виброгасящая пружинящая накладка на рукоятке молотка, предохраняющая правую руку рабочего: виброгасящую муфту 3 надевают на пневматическое зубило 1 и закрепляют резиновыми кольцами 2 и 4.

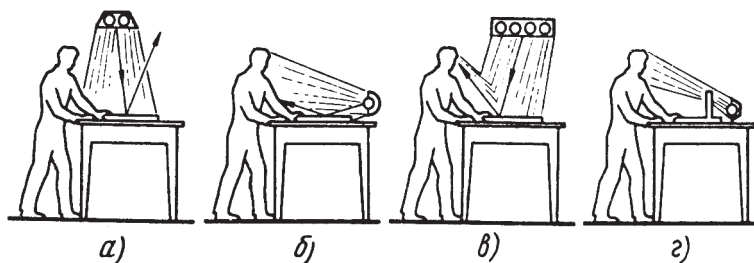


Рис. 7.3. Варианты расположения светильников:

- а – не дает тени и не вызывает ослепления;
- б – вызывает теневые пятна на шероховатой поверхности;
- в – вызывает ослепление отраженными лучами;
- г – дает силуэт против источника света

Освещение. Рабочее место слесаря должно иметь достаточную освещенность; освещение должно быть постоянным в течение рабочего времени, равномерно распределенным по яркости, не оказывать слепящего действия.

Оптимальность освещения зависит прежде всего от расположения источника света. Правильное (а) и неправильное (б, в, г) расположения источника света показаны на рис. 7.3.

Первая позиция является наиболее правильной, так как светильник, будучи помещен слева (для правши) над головой работающего, освещает рабочий стол, не вызывая ослепления и не бросая тени на рабочую зону.

Причиной недостаточной освещенности рабочего места может быть и неудовлетворительный уход за светильником, загрязненность ламп, отсутствие абажура или рефлектора, что снижает освещенность на 30% и более. Наибольшему утомлению способствует освещенность 30 лк, наименьшему – 800...1000 лк.

При определении норм освещенности учитывают характер работы (особо точная, точная, малой точности, грубая и т. д.), а также размеры собираемых деталей, фон, контраст объекта с фоном. Наиболее благоприятным освещением является естественное.

Личная гигиена осуществляется в целях предупреждения и устранения факторов, вредно влияющих на здоровье. Соблюдение правил личной гигиены – важное условие высокопроизводительной работы.

После рабочего дня необходимо вымыть тело теплой водой с мылом (принять душ). Перед принятием пищи следует обязательно мыть руки с мылом; есть надо за чистым столом и из чистой посуды. Следует помнить, что грязь является источником многих заболеваний.

Эстетические условия. Необходимо, чтобы производственное помещение, внешнее оформление рабочих мест и одежда соответствовали требованиям технической эстетики. Спецодежда должна быть удобной, не стесняющей движений, легко стирающейся, изящной, красивой, современной, не мешающей при работе. Предпочтительная одежда учащихся – комбинезоны или полукомбинезоны.

Основными задачами рациональной окраски являются: снижение утомляемости глаз во время работы; повышение безопасности работы на оборудовании и с инструментами; минимальная затрата времени, необходимого для осмотра обо-

рудования, оснастки или окружающих предметов в мастерской (цехе). Благодаря правильному подбору красок с различной светопоглощающей и отражательной способностью происходит повышение общего тонуса работающего путем воздействия на его светопсихологические факторы.

Зеленые, голубовато-зеленые и желтые цвета благоприятно влияют на зрение и психофизиологические функции человека, содействуют повышению производительности труда и снижают утомляемость.

Рекомендуемый цвет фона при обработке цветных металлов (медь, латунь, бронза) – светло- или серо-голубой. Если окраска собираемых деталей серая, то для общего фона рекомендуют оттенки зеленого цвета, который позволит не только лучше различать детали, но и снизить утомление глаз.

Сборка и монтаж промышленного оборудования связана с поднятием и перемещением деталей и сборочных единиц, зачастую большой массы.

7.3. БЕЗОПАСНЫЕ УСЛОВИЯ ТРУДА

Охрана труда – это система законодательных актов, организационных, технических, гигиенических и лечебно-профилактических мероприятий и средств, обеспечивающих безопасность, сохранение здоровья и работоспособность человека в процессе труда.

Однако безопасность работы в значительной степени зависит и от того, насколько сами работающие выполняют требования безопасности труда.

Несчастные случаи на производстве – ушибы, ранения и т. д. – называют производственным травматизмом, который чаще всего происходит по двум причинам: вследствие недостаточного освоения работающими производственных навыков и отсутствия необходимого опыта в обращении с инструментом и оборудованием, а также из-за невыполнения правил безопасности труда и правил внутреннего распорядка.

Основными условиями безопасной работы при выполнении слесарных операций являются правильная организация рабочего места, пользование только исправными инструментами, строгое соблюдение производственной дисциплины и требований безопасности.

Все вращающиеся части станков и механизмов, а также обрабатываемые заготовки с выступающими частями

должны иметь защитные ограждения.

Опасность представляют внутривозвратной, автомобильный и безрельсовый электротранспорт, ручные вагонетки, тележки, а также движение рабочих в узких проходах или на путях, где работает грузоподъемный транспорт.

Для движущегося транспорта устанавливают различные сигналы: звуковые (звонки, сирены) и световые (лампы различных цветов – красного, желтого, зеленого), которые нужно знать и соблюдать.

При непосредственном прикосновении к токоведущим частям (к выключателям, рубильникам и т. п.) или к металлическим предметам, случайно оказавшимся под напряжением, возникает опасность поражения электрическим током, поэтому в местах, где имеются электрические установки, вывешивают предупредительные надписи (например, «Опасно!», «Под током!») или ставят условные знаки.

Электроинструменты должны присоединяться к электрической сети, к штепсельной розетке, посредством кабеля и вилки, имеющей контакт для заземления и зануления корпуса инструмента от поражения электрическим током. Для соединения корпуса электроинструмента с землей на штепсельной вилке контакт выполнен более длинным, чем остальные токоведущие контакты. Благодаря такому устройству при включении вилки в розетку сначала происходит заземление или зануление корпуса электроинструмента, а после этого включаются под напряжение токоведущие контакты вилки.

При работе с электроинструментами следует применять индивидуальные средства защиты – резиновые перчатки, коврики и коврики, изолирующие подставки и т. п.

При выполнении сборочных работ необходимо соблюдать правила безопасности труда.

Перед началом работы необходимо:

- надеть спецодежду, проверить, чтобы у нее не было свисающих концов; рукава надо застегнуть или закатать выше локтя;
- проверить слесарный верстак, который должен быть прочным, устойчивым и соответствовать росту рабочего; слесарные тиски должны быть исправны и прочно закреплены на верстаке; ходовой винт должен вращаться в гайке легко; насечка на губках тисков должна быть качественной;
- подготовить рабочее место; освободить нужную для работы площадь, удалив все посторонние предметы; при необ-

ходимости включить местное освещение; обеспечить достаточную освещенность; заготовить и разложить в соответствующем порядке требуемые для работы инструмент, приспособления, материалы и т. п.;

- проверить исправность инструмента, правильность его заточки и доводки;

- при проверке инструмента обратить внимание на то, чтобы молотки имели ровную, слегка выпуклую поверхность, были хорошо насажены на рукоятки и закреплены клином; зубила и крейцмейсели не должны иметь зазубрин на рабочей части и острых ребер на гранях; напильники и шаберы должны быть прочно насажены на рукоятки;

- проверить исправность рабочего оборудования и его ограждений; перед поднятием грузов проверить исправность подъемных приспособлений (блоки, домкраты и др.). Все подъемные механизмы должны иметь надежные тормозные устройства, а масса поднимаемого груза не должна превышать грузоподъемности механизма. Грузы необходимо надежно прикреплять прочными стальными, веревочными канатами или цепями. Нельзя оставлять груз в подвешенном состоянии после работы и запрещается стоять и проходить под поднятым грузом;

- не следует превышать предельные нормы массы переносимых вручную грузов; правила безопасности труда запрещают допускать к переноске тяжестей подростков до 16 лет. Юношам от 16 до 18 лет разрешается переносить грузы массой не более 16 кг, а девушкам 16-18 лет – не более 10 кг. Взрослые мужчины могут поднимать груз массой до 50 кг.

Во время работы необходимо:

- прочно зажимать в тисках деталь или заготовку, а во время установки или снятия ее соблюдать осторожность, так как при падении деталь может нанести травму;

- опилки с верстака или обрабатываемой детали удалять только щеткой;

- при рубке металла зубилом учитывать, в какую сторону безопаснее для окружающих направить отлетающие частицы и установить с этой стороны защитную сетку; работать только в защитных очках; если по условиям работы нельзя применять защитные очки, рубку выполняют так, чтобы отрубаемые частицы отлетали в ту сторону, где нет людей;

- не пользоваться при работах случайными подставками или неисправными приспособлениями;

- не допускать загрязнения одежды керосином, бензином, маслом.

При работе пневматическими инструментами необходимо:

- при присоединении к инструменту шланг предварительно проверить и продуть сжатым воздухом;

- не держать пневматический инструмент за шланг или рабочую часть;

- во время работы не разъединять шланги;

- включать подачу воздуха только после установки инструмента в рабочее положение.

По окончании работы необходимо:

- тщательно убрать рабочее место;

- уложить инструмент, приспособления и материалы на соответствующие места;

- во избежание самовозгорания промасленной ветоши и возникновения пожара убрать ее в специальные металлические ящики с плотно закрывающейся крышкой.

7.4. ПРОТИВОПОЖАРНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ

Источниками возникновения пожара могут быть: токи короткого замыкания, образующие электрическую дугу; перегрев электрических сетей и электрооборудования; тепловые выделения, образующиеся при трении дисков, подшипников, ременных передач; искровые разряды статического электричества; пламя; лучистая энергия; искры.

Причиной возникновения пожара может быть воспламенение производственных отходов, промасленной ветоши, пакли, бумаги и других материалов, используемых для очистки механизмов, в результате неосторожного обращения с огнем. Пожары также возможны в результате самовозгорания твердого минерального топлива, промасленной ветоши, сложенной в кучи.

Наибольшее значение в оценке пожарной безопасности горючих веществ имеют температуры, при которых возможно их возгорание, температура вспышки и температура воспламенения.

Температура вспышки – это наименьшая температура горючей жидкости, при которой создается смесь газов или паров с воздухом, способная воспламениться и гореть кратковременно при поднесении открытого огня.

К легковоспламеняющимся жидкостям относят, например, бензин, бензол, метиловый спирт, керосин, температуры

вспышки которых составляют, соответственно, $-50...+10^{\circ}\text{C}$ (в зависимости от марки); -13°C ; -1°C ; $+28^{\circ}\text{C}$.

Температурой воспламенения называется наименьшее значение температуры горючего вещества, при котором оно загорается от открытого источника воспламенения (пламени) и продолжает гореть после удаления этого источника.

Самовоспламенением называется процесс горения, возникающий в результате нагрева всей горючей смеси при отсутствии внешнего воздействия (открытого огня).

Температурой самовоспламенения называется значение температуры, при котором медленное окисление переходит в самовоспламенение.

Взрывчатые смеси – смеси с кислородом воздуха, которые способны образовывать горючие газы и пары (бензин, ацетилен, скипидар, водород и др.).

Взрыв – это чрезвычайно быстрое, определяемое долями секунды горение, сопровождающееся выделением большого количества теплоты и раскаленных газообразных продуктов и образованием большого давления.

Основное предупредительное мероприятие против пожаров – это постоянное содержание в чистоте и порядке рабочего места, осторожное обращение с огнем, нагревательными приборами и легковоспламеняющимися веществами. Нельзя допускать скопления у рабочего места большого количества легковоспламеняющегося производственного сырья, полуфабрикатов и др. Отходы производства, особенно горючие, складывают в отведенном для них месте в закрытой для доступа таре.

По окончании работы рабочее место должно быть приведено в полный порядок. Промасленные обтирочные материалы убирают в специальные ящики.

Сосуды с легковоспламеняющимися жидкостями, а также баллоны с газами переносят в места их постоянного хранения.

Должны быть отключены от электросети металлорежущие станки, подъемники, рольганги и другое оборудование, связанное с выполняемой сборочной работой; должны быть выключены все электроприборы и осветительные точки, за исключением дежурных ламп.

Простейшие противопожарные средства и инвентарь – ящики с песком и лопатами, кульки с песком, пожарный кран, насосы, огнетушители – должны быть всегда в наличии, а их состояние – эффективное при использовании.

При возникновении пожара необходимо выключить все электрооборудование в зоне возгорания, установленным сигналом вызвать пожарную команду и принять меры к тушению пожара собственными силами с помощью имеющегося противопожарного оборудования и инвентаря.

К средствам пожаротушения относятся также ведра и гидроропульты, пенные огнетушители, различные покрывала (асбестовые одеяла, кошмы, брезенты).

Горящие материалы и небольшие количества горящих жидкостей тушат песком; керосин, бензин, лаки, спирты, ацетон тушат пеной; смазочные масла, олифу, скипидар тушат распыленной водой или пеной.

При пожаре нельзя выбивать стекла в окнах, так как это увеличивает приток воздуха, способствуя усилению огня. В случае пожара необходимо сохранять спокойствие и беспрекословно выполнять распоряжения руководителей.

Дисциплина и организованность – основное условие успеха борьбы с пожаром.

Список рекомендуемой литературы

Бабушкин А.З., Новиков В.Ю., Схиртладзе А.Г. Технология изготовления металлообрабатывающих станков и автоматических линий. М.: Машиностроение, 1982.

Борисов Г.С., Сахаров В.П. Краткий справочник цехового механика. М.: Машиностроение, 1966.

Ганевский Г.М., Гольдин И.И. Допуски, посадки и технические измерения. М.: Высшая школа, 1998.

Крысин А.М., Наумов И.З. Слесарь механосборочных работ. М.: Высшая школа, 1983.

Мазов В.А., Шуминов А.И. Охрана труда в машиностроении. М.: Машиностроение, 1983.

Кован В.М., Корсаков В.С. и др. Основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1977.

Саранча Г.А. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Издательство стандартов, 1982.

Сергеев М.А. Справочник слесаря-сборщика. Л.: Лениздат, 1967.

Сергеев М.А. Справочник слесаря. Л.: Лениздат, 1965.

Скороходов Е.А. и др. Общетехнический справочник. М.: Машиностроение, 1989.

Типовая система технического обслуживания и ремонта металло- и деревообрабатывающего оборудования. Минстанкопром СССР, ЭНИМС. М.: Машиностроение, 1988.

Содержание

Введение.....	3
Глава 1	
СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	5
1.1. ВИДЫ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	5
1.2. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	6
1.2.1. Расчет на прочность заклепочных соединений.....	9
1.2.2. Заклепочные конструкции.....	12
1.3. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СВАРКОЙ.....	13
1.3.1. Электроконтактная сварка.....	13
1.3.2. Электродуговая сварка.....	14
1.3.3. Газовая сварка деталей.....	20
1.3.4. Расчет на прочность сварных соединений.....	22
1.3.5. Допускаемое напряжение для сварных швов.....	25
1.3.6. Стержневые конструкции.....	27
1.3.7. Условные изображения и обозначения швов сварных соединений.....	29
1.3.8. Упрощенное обозначение швов сварных соединений.....	33
1.4. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ КЛЕЕНЫЕ.....	35
1.5. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПАЙКОЙ.....	41
1.6. СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ.....	47
1.6.1. Соединения цилиндрических деталей по посадке с гарантированным натягом.....	47
1.6.2. Расчет на прочность прессовых соединений.....	50
1.6.3. Сборка прессового соединения с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали.....	53
1.6.4. Соединения деталей с коническими поверхностями с гарантированным натягом.....	55
1.7. РЕЗЬБЫ И РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ.....	57
1.7.1. Геометрия винтовой линии.....	57
1.7.2. Профили резьбы и определения основных элементов.....	59
1.7.3. Соединения стандартных резьбовых крепежных изделий.....	67
1.7.4. Расчет болтовых соединений, нагруженных осевой силой.....	83
1.7.4.1. Резьбовые крепежные соединения с предварительным напряжением затяжки.....	85

1.7.5. Резьбовые крепежные соединения, нагруженные поперечной силой.....	86
1.7.6. Технические условия на резьбовые крепежные изделия с метрической резьбой.....	91
1.7.7. Нормы точности для резьбовых крепежных деталей.....	92
1.8. ШТИФТЫ И ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	93
1.8.1. Расчет конического штифта на прочность.....	95
1.8.2. Цилиндрический штифт-шпонка.....	96
1.8.3. Расчет цилиндрического штифта на прочность.....	98
1.9. ШПЛИНТЫ.....	100
1.10. ВИНТЫ ГРУЗОВЫЕ (РЫМ-БОЛТЫ) И ФУНДАМЕНТНЫЕ БОЛТЫ.....	100
1.11. КЛИНОВЫЕ, ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	102
1.11.1. Клиновые соединения.....	102
1.11.2. Шпоночные соединения.....	104
1.11.3. Шлицевые соединения.....	110
1.11.4. Соединения с квадратным валом.....	114
Глава 2	
ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	116
2.1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ.....	116
2.1.1. Основные виды зубчатых передач.....	116
2.1.2. Геометрия зубчатого зацепления.....	117
2.1.3. Влияние числа зубьев на форму и прочность зуба.....	122
2.1.4. Применение зубчатых зацеплений со смещением контура зубьев (корригированных).....	123
2.1.5. Понятие об интерференции.....	125
2.1.6. Скольжение и трение в зацеплении.....	126
2.1.7. Коэффициент перекрытия.....	127
2.1.8. Точность зубчатых передач.....	131
2.1.9. КПД зубчатых передач.....	132
2.2. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПРЯМОЗУБАЯ И КОСОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧИ.....	133
2.2.1. Цилиндрическая прямозубая передача.....	133
2.2.1.1. Основные геометрические зависимости.....	134
2.2.2. Цилиндрическая косозубая передача.....	135
2.2.2.1. Основные геометрические параметры.....	136
2.2.2.2. Коэффициент осевого перекрытия.....	140
2.3. ЗУБЧАТАЯ ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА.....	141
2.4. ЗУБЧАТЫЕ ЧЕРВЯЧНАЯ И КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧИ.....	142

2.4.1. Зубчатая червячная передача.....	142
2.4.1.1. Скорость скольжения и степени точности в передаче.....	148
2.4.1.2. Материалы червячной пары.....	150
2.4.1.3. Виды разрушения зубьев червячных колес.....	151
2.4.2. Зубчатая коническая передача.....	152
Глава 3	
ПЕРЕДАЧИ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ.....	160
3.1. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	160
3.2. ПЛОСКОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА.....	161
3.2.1. Материалы и конструкция ремней.....	164
3.2.2. Шкивы плоскоременных передач.....	166
3.2.3. Геометрический расчет плоскоременной передачи.....	167
3.3. КЛИНОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА.....	170
3.3.1. Ремни для клиноременных передач.....	171
3.3.2. Шкивы клиноременных передач.....	174
3.3.3. Расчет основных геометрических параметров передачи.....	176
3.4. ПЕРЕДАЧИ ПОЛИКЛИНОВЫМИ РЕМНЯМИ.....	178
3.4.1. Расчет основных геометрических параметров передачи.....	180
3.5. ЗУБЧАТОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА.....	182
3.5.1. Ремни зубчатые.....	182
3.5.2. Шкивы зубчатые.....	183
3.5.3. Выбор параметров передачи и ее расчет.....	183
3.6. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	186
3.6.1. Цепная передача с приводной роликовой цепью.....	186
3.6.1.1. Геометрический расчет цепной передачи.....	189
3.6.1.2. Силы в ветвях цепи.....	194
3.6.1.3. Нагрузка на валы звездочек.....	195
3.6.2. Цепная передача с зубчатой цепью.....	195
3.6.2.1. Зубчатые цепи.....	196
3.6.2.2. Материал зубчатых цепей.....	198
3.6.2.3. Звездочки зубчатых цепных передач.....	198
Глава 4	
КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ И СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ.....	202
4.1. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ.....	202
4.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ.....	204
4.2.1. Валы.....	204

4.2.2. Оси.....	206
4.2.3. Материалы валов и осей.....	207
4.3. ВАЛЫ-ШЕСТЕРНИ И ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА.....	211
4.3.1. Валы-шестерни.....	211
4.3.2. зубчатые цилиндрические колеса.....	213
4.3.3. Сварные цилиндрические зубчатые колеса.....	218
4.3.4. зубчатые конические колеса.....	220
4.3.5. Червячные колеса и червяки.....	220
4.4. ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	222
4.5. ШКИВЫ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ И КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.....	224
4.5.1. Шкивы плоскоремennых передач.....	224
4.5.2. Шкивы клиноремennых передач.....	227
4.6. ШКИВЫ ЗУБЧАТОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.....	230
4.7. КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СКОРОСТЕЙ.....	231
4.7.1. Особенности зубчатого зацепления.....	231
4.7.2. Переключение зубчатых пар.....	234
4.8. КОНСТРУКЦИИ ЛИТЫХ И СВАРНЫХ КОРПУСНЫХ И БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ.....	237
4.8.1. Конструкция литого корпуса редуктора с развернутой (линейной) схемой компоновки.....	241
4.8.1.1. Конструкция крепления крышки к корпусу.....	243
4.8.1.2. Конструкция мест в корпусе редуктора для размещения концов валов с подшипниками.....	245
4.8.1.3. Конструкция основания корпуса.....	247
4.8.1.4. Конструкция корпуса редуктора со свернутой схемой компоновки.....	252
4.8.2. Конструкция сварного корпуса редуктора.....	254
4.8.3. Базовые детали.....	258
4.8.3.1. Конструкция литой базовой детали из чугуна.....	258
4.8.3.2. Конструкция сварной базовой детали.....	261
4.8.3.3. Конструкция направляющих скольжения.....	267
4.8.3.4. Конструкция направляющих качения.....	274
4.8.3.5. Направляющие жидкостного трения. Гидродинамические направляющие.....	278
4.8.3.6. Гидростатические направляющие.....	280
4.8.3.7. Конструкция литой плиты.....	282
4.8.3.8. Конструкция сварной рамы.....	286
Глава 5	
ПОДШИПНИКИ И МУФТЫ.....	293

5.1. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ.....	293
5.1.1. Свойства подшипников.....	293
5.1.2. Неразъемные подшипники.....	295
5.1.3. Разъемные подшипники.....	297
5.1.4. Трение в опорах подшипников скольжения.....	298
5.1.5. Свойства смазочных материалов для подшипников скольжения.....	299
5.1.6. Способы подвода смазки.....	301
5.1.7. Конструкционные материалы для подшипников скольжения.....	302
5.1.8. Условия работы радиальных подшипников скольжения.....	305
5.1.9. Гидродинамические подшипники скольжения.....	312
5.1.9.1. Упорные гидродинамические подшипники.....	314
5.1.9.2. Расчет подпятников при жидкостном трении.....	316
5.1.10. Подшипники скольжения с газовой смазкой.....	317
5.1.10.1. Радиальные подшипники скольжения с газовой смазкой.....	318
5.1.10.2. Аэродинамические подшипники.....	321
5.1.10.3. Аэростатические подшипники.....	321
5.2. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ.....	325
5.2.1. Свойства подшипников.....	325
5.2.2. Выбор подшипников качения.....	326
5.2.3. Предварительный натяг в опорах с подшипниками качения.....	328
5.2.4. Дуплексация подшипников.....	331
5.2.5. Установка подшипников на вал и в корпус.....	332
5.2.5.1. Конструкция мест вала и корпуса под шарикоподшипники.....	332
5.2.5.2. Конструкция мест вала и корпуса под роликовые подшипники.....	336
5.2.5.3. Установка подшипников качения на вал.....	337
5.2.5.4. Установка подшипников качения в корпус.....	338
5.2.6. Конструкции деталей под подшипники качения.....	345
5.2.6.1. Конструкция стаканов.....	345
5.2.6.2. Конструкция крышек и уплотнений для подшипников.....	348

5.2.6.3. Уплотнения манжетные резиновые армированные для валов.....	351
5.2.6.4. Войлочные уплотнения.....	354
5.2.6.5. Уплотнение кольцами из латуни, текстолита и графита.....	356
5.2.6.6. Уплотнение центробежного типа.....	357
5.2.6.7. Уплотнение круглым кольцом.....	359
5.2.6.8. Защита подшипников.....	360
5.2.6.9. Торцовые уплотнения.....	362
5.2.7. Крепление стаканов и крышек подшипников.....	362
5.2.7.1. Определение необходимой длины винта и глубины резьбового отверстия.....	363
5.2.7.2. Размеры винта.....	364
5.2.8. Установка зазоров в подшипниках.....	366
5.2.9. Выбор способов смазки и смазки для подшипников качения.....	368
5.2.9.1. Жидкие смазочные материалы для подшипниковых узлов.....	370
5.2.9.2. Пластичные смазки для подшипников качения.....	371
5.2.9.2.1. Рекомендации по применению основных типов пластичных смазок.....	371
5.2.9.2.2. Указания по выбору пластичной смазки.....	379
5.3. МУФТЫ.....	381
5.3.1. Муфты соединительные.....	383
5.3.1.1. Жесткие муфты.....	383
5.3.1.2. Компенсирующие самоустанавливающиеся муфты.....	384
5.3.1.3. Упругие муфты.....	385
5.3.2. Сцепные муфты.....	391
5.3.2.1. Кулачковые сцепные муфты.....	391
5.3.2.2. Фрикционные сцепные муфты.....	393
5.3.3. Обгонные и центробежные муфты.....	395
5.3.4. Шарнирные муфты.....	398
5.3.5. Предохранительные муфты.....	400
Глава 6	
СБОРКА ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ МАШИН.....	404
6.1. ТЕХНОЛОГИЯ СБОРКИ.....	404
6.2. ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО МЕСТА ДЛЯ СТАЦИОНАРНОЙ СБОРКИ.....	406

6.2.1. Прессы.....	409
6.2.2. Станочное оборудование.....	410
6.2.3. Инструмент для сборки и разборки соединений.....	410
6.2.4. Слесарные и слесарно-пригоночные работы.....	412
6.3. ОРГАНИЗАЦИЯ УЧАСТКА ДЛЯ ПОДВИЖНОЙ СБОРКИ.....	413
6.3.1. Рольганги.....	413
6.3.2. Тележки.....	415
6.4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС СБОРКИ.....	415
6.4.1. Методы сборки.....	416
6.4.2. Испытания.....	421
6.5. СБОРКА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	422
6.5.1. Сборка и разборка болтовых соединений.....	423
6.5.1.1. Подготовка к сборке.....	423
6.5.1.2. Сборка болтовых соединений.....	423
6.5.1.3. Стопорные устройства для резьбовых крепежных соединений.....	426
6.5.1.4. Разборка болтового соединения.....	428
6.5.1.5. Подготовка к сборке других резьбовых соединений.....	430
6.5.1.6. Постановка контрольных штифтов.....	431
6.5.2. Сборка и разборка соединений на шпильках.....	432
6.6. СБОРКА ВАЛОВ, ОСЕЙ И МУФТ.....	435
6.7. СБОРКА ШПОНОЧНЫХ, ШЛИЦЕВЫХ И КОНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ.....	440
6.7.1. Сборка шпоночных соединений.....	440
6.7.2. Сборка шлицевых соединений.....	442
6.7.3. Сборка конических соединений.....	445
6.8. СБОРКА ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	446
6.8.1. Сборка зубчатых передач.....	446
6.8.1.1. Контроль на биение.....	447
6.8.1.2. Параллельность расположения осей подшипников.....	449
6.8.1.3. Боковой зазор.....	450
6.8.1.4. Общая сборка зубчатых передач.....	451
6.8.1.5. Сборка конических зубчатых передач.....	453
6.8.1.6. Приработка зубчатых передач.....	456
6.8.2. Сборка червячных передач.....	457
6.8.2.1. Особенности сборки червячных передач.....	460

6.9. СБОРКА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.....	462
6.10. СБОРКА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	466
6.10.1. Технические требования, предъявляемые к сборке цепных передач.....	470
6.11. СБОРКА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ.....	470
6.11.1. Сборка неразъемных подшипников скольжения.....	471
6.11.1.1. Запрессовка втулок.....	472
6.11.1.2. Закрепление втулок.....	474
6.11.1.3. Проверка подшипников.....	475
6.11.2. Сборка разъемных подшипников скольжения.....	476
6.11.2.1. Сборка разъемных подшипников скольжения для многоопорного вала.....	480
6.12. МОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	486
6.12.1. Основные приемы монтажа подшипников.....	487
6.12.2. Посадки подшипников на вал и в корпус.....	490
6.12.3. Установка конических роликоподшипников.....	492
6.12.4. Регулировка зазоров в подшипниках.....	492
6.12.5. Дуплексация подшипников.....	499
6.12.6. Монтаж игольчатых подшипников.....	502
6.12.7. Стаканы.....	503
6.12.8. Крышки и уплотнения.....	505
6.12.9. Смазка подшипников.....	508
6.13. БАЛАНСИРОВКА ДЕТАЛЕЙ И СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ.....	510
6.14. ИСПЫТАНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОСЛЕ СБОРКИ.....	518
6.14.1. Испытания электрооборудования после сборки.....	519
6.14.2. Испытания станка (технологической машины) по нормам на технологическую и геометрическую точность и жесткость.....	521
Глава 7	
УСЛОВИЯ ТРУДА ПРИ СБОРОЧНЫХ РАБОТАХ.....	524
7.1. ОРГАНИЗАЦИЯ ТРУДА НА РАБОЧЕМ МЕСТЕ.....	524
7.2. САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ ТРУДА.....	525
7.3. БЕЗОПАСНЫЕ УСЛОВИЯ ТРУДА.....	529
7.4. ПРОТИВОПОЖАРНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ.....	532
Список рекомендуемой литературы.....	534

КНИГИ ПОЧТОЙ

Заказ можно сделать
на сайте издательства
www.infra-e.ru

№ п/п	Наименование книги	Кол-во
1	Англо-русский словарь дорожника	
2	Внутренние электромонтажные работы	
3	Компьютерные технологии в подготовке и управлении строительством объектов	
4	Конструирование источников питания звуковых усилителей	
5	Логистика: персонал, технологии, практика	
6	Методы проектирования электронных устройств	
7	Методы рациональной автоматизации производства	
8	Микропроцессорные реле защиты: устройство, проблемы, перспективы	
9	Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации	
10	Первая книга SEO-копирайтера. Как написать текст для поисковых машин и пользователей	
11	Порядок создания, модернизации и сопровождения АСУТП	
12	Производство бетонных работ в зимних условиях	
13	Славное имя - высокая честь: энциклопедия имен, книга для семейного чтения	
14	Специальные бетоны	
15	Справочник бурового мастера в 2-х томах	
16	Справочник дорожного мастера	
17	Справочник инженера по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электрических станций и сетей	
28	Справочник инженера по отоплению, вентиляции и кондиционированию	
29	Справочник инженера по охране окружающей среды (эколога)	
20	Справочник инженера по охране труда	
21	Справочник инженера по пожарной охране	
22	Справочник инженера предприятия технологического транспорта и спецтехники в 2-х томах	
23	Справочник мастера погрузочно-разгрузочных работ	
24	Справочник мастера строительно-монтажных работ	
25	Справочник по строительному материаловедению	
26	Справочник цехового энергетика	
27	Строительные минеральные вяжущие материалы	
28	Управление потенциально опасными технологиями	
29	Учет внеоборотных активов	
30	Фасовочное оборудование малых предприятий	
31	Французско-русский железнодорожный словарь	
32	Экспертные методы управления технологичностью промышленных изделий. Монография	
33	Энциклопедия народной мудрости: (подарочное издание)	

Фещенко Владимир Николаевич

**СЛЕСАРНОЕ ДЕЛО
Книга 3
Сборка производственных машин**

Учебное пособие

Руководитель проекта
К.Н. Уваров

Главный редактор
И.А. Лукина

Верстка
О.С. Лопатина

Подписано в печать 03.09.2012.
Формат 84x108/32. Бумага офсетная.
Гарнитура «Прагматика».
Объем 31 печ. л.
Тираж 1500 экз. Заказ №

Издательство «Инфра-Инженерия»
Тел.: 8(911)512-48-48
E-mail: infra-e@yandex.ru
www.infra-e.ru

***Издательство «Инфра-Инженерия»
приглашает к сотрудничеству авторов
научно-технической литературы.***