

4. СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ С СОПРЯЖЕННЫМИ ДЕТАЛЯМИ

4.1. Общие положения

При проектировании приводов, состоящих из зубчатых и червячных колес, звездочек цепных передач, шкивов ременных передач, распорных втулок, подшипников, необходимо обеспечить их точную установку на валах, передачу вращающего момента от колес, шкивов и звездочек к валу или в обратном направлении, предусмотреть осевое фиксирование указанных деталей на валах и возможность регулирования осевого положения зубчатых или червячных колес, зазоров в подшипниках.

4.2. Соединения типа «вал-ступица»

Для передачи вращения от вала к ступице зубчатого колеса, шкива, звездочки и других *соосных* деталей широко используют различные *жесткие* соединения, основными видами из которых являются:

- штифтовые;
- шпоночные;
- шлицевые;
- фланцевые.

Элементы жестких соединений работают на срез, изгиб и смятие.

4.2.1. Штифтовые соединения

4.2.1.1. Общие положения

Штифты представляют собой *цилиндрические* (рис. 4.1, а) или *конические* (рис. 4.1, б) стержни, предназначенные для фиксации взаимного расположения скрепляемых между собой деталей, в качестве крепежных деталей, для передачи небольших поперечных сил и моментов (преимущественно в *приборостроении*). Штифты применяются также в качестве *разрушаемой* детали в цепи передачи энергии, предохраняющей изделие от перегрузок.

Конические штифты выполняют с конусностью 1:50, обеспечивающей самоторможение и центрирование деталей.

Гладкие штифты – и цилиндрические, и конические – точно фиксируют соединяемые детали относительно друг друга, но требуют высокой точности изготовления и обработки посадочных отверстий.

Гладкие штифты в отверстиях удерживаются трением. Для этого *цилиндрические* штифты устанавливают в отверстиях с натягом, а при действии неравномерных нагрузок и при значительных угловых скоростях цилиндрические штифты дополнительно фиксируют в отверстиях кернением, развальцовкой, расклепкой концов (рис. 4.2, а) или пружинными кольцами (рис. 4.2, б).

Под *насеченные* штифты не нужно развертывать отверстие – насечки обеспечивают надежное соединение, но такие штифты обеспечивают меньшую точность фиксации.

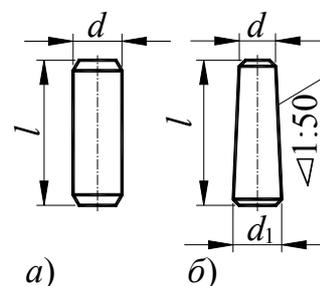


Рис. 4.1

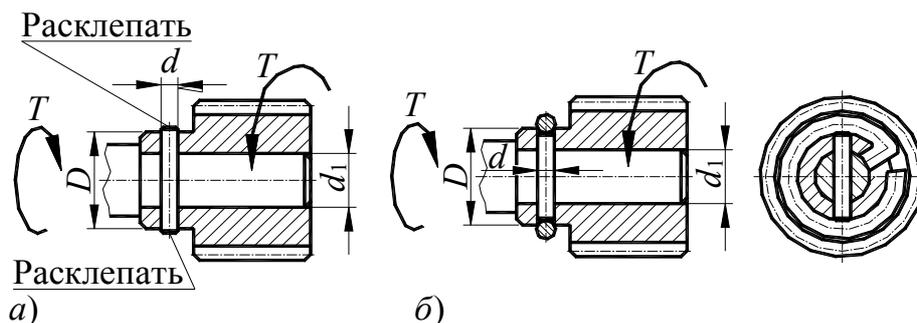


Рис. 4.2

Типы, интервалы размеров и материалы стандартизованных штифтов приведены в табл. П.142.

4.2.1.2. Посадки штифтовых соединений

Установочные штифты обычно устанавливают по посадке с натягом в одной из соединяемых деталей. С другой деталью его устанавливают по посадке $H7/js6$ или $H7/h6$.

4.2.2. Шпоночные соединения

4.2.2.1. Общие положения

Шпоночные соединения применяют для передачи вращающего момента. Их используют при небольших нагрузках, когда соединения могут быть неподвижными или подвижными вдоль оси вала, напряженными (при клиновых и тангенциальных шпонках) или ненапряженными (при призматических и сегментных шпонках).

Призматические шпонки (рис. 4.3) (табл. П.143) изготовляют следующих трех типов:

- *обыкновенные* (ГОСТ 23360–78) и *высокие* (ГОСТ 10748–79), которые используют для *неподвижных* соединений ступиц с валами;
- *направляющие* с креплением на валу (ГОСТ 8790–79), применяемые в том случае, когда ступицы должны иметь возможность *перемещения* вдоль валов;
- *скользящие сборные* (ГОСТ 12208–66), соединяющиеся со ступицей выступом (пальцем) цилиндрической формы и *перемещающиеся* вдоль вала *вместе со ступицей*.

Клиновые шпонки представляют собой самотормозящий клин с уклоном 1:100; их выполняют по ГОСТ 24068–80. Клиновые шпонки разделяют на *закладные* и *забивные*.

Забивные шпонки изготавливают с головками для забивки и извлечения шпонок из пазов.

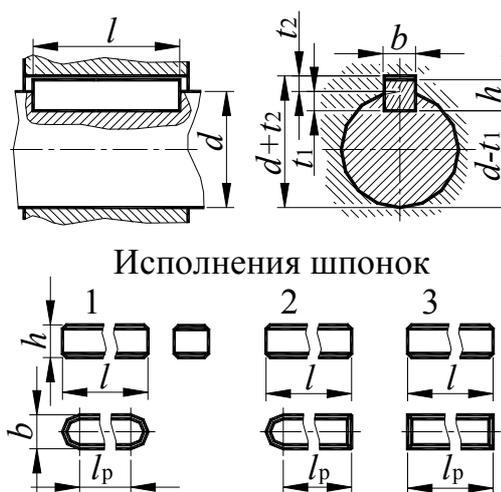


Рис. 4.3

Тангенциальные шпонки отличаются от клиновых тем, что натяг между валом и ступицей создается ими не в радиальном, а в касательном (тангенциальном) направлении. Эти шпонки применяют преимущественно для *тяжелонагруженных* валов при передаче *реверсивных* движений; их выполняют по ГОСТ 24069–80 (*нормальные*) и ГОСТ 24070–80 (*усиленные*).

Сегментные шпонки (ГОСТ 24071–80) (рис. 4.4) (табл. П.144) применяют на валах *небольших* диаметров (до 38 мм) и при *короткой* ступице; соединения просты в изготовлении и сборке, однако *вал ослабляется* глубоким пазом под шпонку.

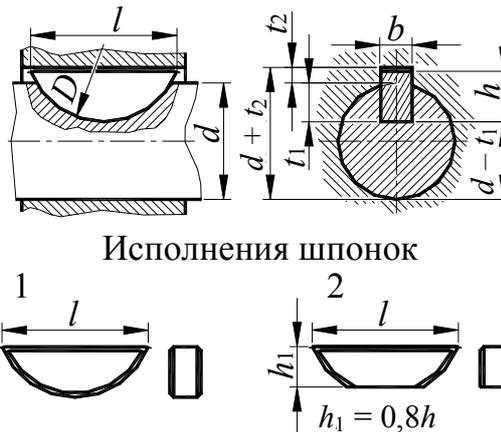


Рис. 4.4

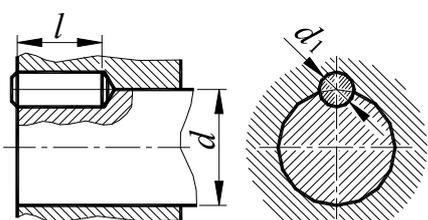


Рис. 4.5

Круглые цилиндрические и круглые конические шпонки (рис. 4.5) не стандартизованы. Их используют в тех случаях, если втулку необходимо установить на конец вала. При диаметре вала d диаметр круглой шпонки d_1 равен:

$$d_1 = (0,16 - 0,17)d, \quad (4.1)$$

длина круглой шпонки равна:

$$l = (3 - 4)d_1. \quad (4.2)$$

Отверстия под эти шпонки получают при сборке с обеспечением в сопряжении посадки с натягом $\frac{H7}{r6}$. Центр отверстия должен быть смещен в сторону центра вала (оси) на расстояние:

$$e = 0,5 \left[d - \sqrt{d^2 - d_1^2} \right]. \quad (4.3)$$

Наиболее распространены *призматические* шпонки, которые, по сравнению с *клиновыми*, обеспечивают более удобный монтаж и демонтаж деталей, а также их лучшее центрирование.

В случае использования *двух призматических* шпонок их устанавливают под углом 180° .

Структура *условного обозначения шпоночного соединения* должна иметь следующий вид:

$$1 \frac{2}{3},$$

где 1 – основной посадочный размер b (ширина шпонки), мм; 2 – поле допуска шпоночного паза; 3 – поле допуска шпонки.

4.2.2.2. Расчет шпоночных соединений

Стандартизованные шпонки изготовляют из среднеуглеродистых чистотянутых сталей специального сортамента по ГОСТ 8787–68 и ГОСТ 8786–68. К этим сталям относятся стали марок: Ст5, Ст6, 45, 50, 55 и 60. Допускается применять другие стали с временным сопротивлением разрыву $\sigma_b = 590$ МПа.

В нагруженных соединениях применяют шпонки из легированных сталей (например, из стали 40Х с термической обработкой до 37–47 HRC₃). Термически обработанные шпонки шлифуют по рабочим граням.

Допускаемые напряжения *смятия* в неподвижных шпоночных соединениях находят по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{\sigma_T}{S}, \quad (4.4)$$

где σ_T – предел текучести наиболее слабого материала деталей – вала, шпонки или ступицы; S – коэффициент безопасности; при *точном* учете нагрузок $S = 1,25$; в остальных случаях $S = 1,5-2$.

Допускаемое напряжение на *срез* определяют из соотношения:

$$\tau_{\text{ср } p} = (0,1-0,2)\sigma_T. \quad (4.5)$$

В связи с более точной расчетной схемой допускаемые напряжения для *круглых* и *конических* шпонок можно увеличить на (25–30) % по сравнению с допускаемыми напряжениями для призматических шпонок.

Расчет *призматических* шпонок выполняют следующим образом.

Условие прочности на *смятие*

$$T_{\text{max}} = 0,5d(h-t)l_p\sigma_{\text{см } p}. \quad (4.6)$$

Условие прочности на *срез*:

$$T_{\text{max}} = 0,5dbl_p\tau_{\text{ср } p}. \quad (4.7)$$

Расчет *сегментных* шпонок выполняют следующим образом.

Условие прочности на *смятие*

$$T_{\text{max}} = 0,475dDK\sigma_{\text{см } p}. \quad (4.8)$$

Условие прочности на *срез*:

$$T_{\text{max}} = 0,475dDb\tau_{\text{ср } p}, \quad (4.9)$$

где T_{max} – наибольший крутящий момент на валу, Н·мм; d – диаметр вала, мм; l_p – рабочая длина шпонки, мм; h – высота шпонки, мм; b – ширина шпонки, мм; D – диаметр шпонки, мм; K – выступ шпонки от шпоночного паза, мм; t – глубина шпоночного паза на валу, мм; $\sigma_{\text{см } p}$ – допускаемые напряжения на смятие, Н/мм²; $\tau_{\text{ср } p}$ – допускаемые напряжения на срез, Н/мм².

4.2.2.3. Допуски и посадки шпоночных соединений

Применение для *шпоночных* соединений посадок колеса на вал:

- с зазором – недопустимо;
- *переходных* – крайне нежелательно.

Рекомендуется принимать следующие посадки колес на вал:

$$\frac{H7}{r6} \left(\frac{H7}{r6} \right) \text{ – для цилиндрических прямозубых колес;}$$

$$\frac{H7}{r6} \left(\frac{H7}{s6} \right) \text{ – для цилиндрических косозубых и червячных колес;}$$

$$\frac{H7}{s6} \left(\frac{H7}{t6} \right) \text{ – для конических колес.}$$

Посадки с большим натягом (приведены в скобках) используют для колес *реверсивных* передач.

Выбор посадок «шпонка – паз вала» и «шпонка – паз втулки» производят в зависимости от желаемого вида соединения, который, в свою очередь, выбирают в зависимости от назначения посадки (для скользящих шпонок, для неподвижного соединения, для направляющих шпонок и т. п.) и серийности изготовления.

В большинстве случаев соединение шпонки с валом более плотное, чем с втулками. Это предотвращает выпадение шпонки из паза вала при монтаже и исключает ее передвижение при эксплуатации. Зазор же в соединении «шпонка – паз втулки» необходим для компенсации неточностей размеров, формы и взаимного расположения пазов.

В табл. П.145, П.146 приведены посадки шпонок, поля допусков и предельные отклонения размеров шпонок и шпоночных пазов в соответствии с ГОСТ 23360–78.

Отклонения глубины паза на валу и во втулке приведены в табл. П.147.

Допуск расположения паза во втулке или на валу приведены в табл. П.148.

4.2.2.4. Конструктивные особенности шпоночных соединений

При посадке с натягом во время установки зубчатых колес на валы очень трудно совместить шпоночный паз колеса со шпонкой вала. Для облегчения сборки рекомендуется предусматривать направляющий цилиндрический участок вала с допуском по $d11$ (рис. 4.6).

С этой же целью направляющий участок вала делают коническим.

В начале сборки путем свободного поворота колеса относительно вала совмещают шпоночный паз колеса со шпонкой, а затем напрессовывают колесо на вал.

Посадочные поверхности под зубчатые и червячные колеса чаще всего шлифуют. Поэтому перед упорным буртиком желательно на валу выполнять канавку для выхода шлифовального круга.

Форма и размеры канавок приведены в П.172, П.173.

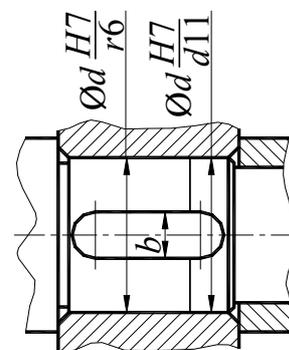


Рис. 4.6

4.2.3. Шлицевые соединения

Шлицевые соединения (рис. 4.7), в сравнении со шпоночными, обеспечивают более высокую точность центрирования деталей на валу, а также имеют значительно большую нагрузочную способность.

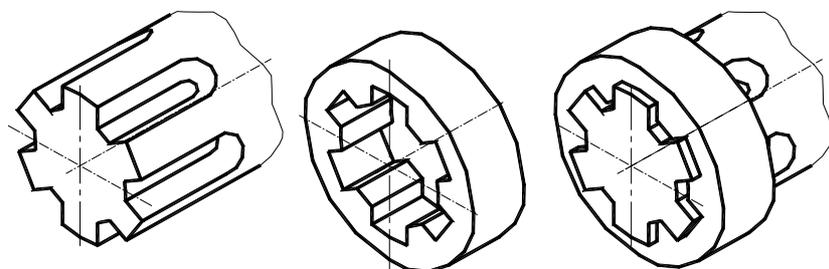


Рис. 4.7

Соединения выполняют *подвижными* и *неподвижными* (вдоль оси вала).

По форме поперечного сечения различают три *типа* шлицевых соединений:

- прямобочные (ГОСТ 1139–91);
- эвольвентные (ГОСТ 6033–80);
- треугольные (изготавливаются по отраслевым стандартам).

4.2.3.1. Прямобочные шлицевые соединения

Прямобочные шлицевые соединения (рис. 4.8) изготавливают трех серий: *легкой*, *средней* и *тяжелой*. Параметры прямобочных шлицевых соединений приведены в табл. П.149.

Для сопряжения шлицевой втулки и вала прямобочных соединений следует выбрать один из трех возможных способов их *центрирования*:

- по наружному диаметру D (рис. 4.8, а);
- по внутреннему диаметру d (рис. 4.8, б);
- по боковым сторонам шлицев b (рис. 4.8, в).

Центрирование по одному из диаметров (D или d) применяют в тех случаях, когда необходима повышенная точность совпадения геометрических осей сопрягаемых деталей.

Центрирование по D применяют наиболее часто, когда твердость ступицы (менее $HB\ 350$) допускает обработку отверстий протяжкой, при этом вал обрабатывают круглым шлифованием.

При твердости материала ступицы более $HB\ 350$ применяют центрирование по внутреннему диаметру d . В этом случае центрирующие поверхности ступицы и вала шлифуют, что удорожает изготовление соединения. Центрирование по d обычно используют в подвижных соединениях при высокой твердости ступицы или длинных валах.

Центрирование по боковым сторонам шлицев эффективно в том случае, когда точность совпадения геометрических осей не имеет существенного значения, но требуется обеспечить прочность соединения в процессе эксплуатации (например, карданные валы в автомобилях) или когда по условиям работы требуются минимальные зазоры по b (например, при действии знакопеременного момента). Этот способ не обеспечивает высокой точности центрирования и применяется редко.

Структура условного обозначения шлицевого прямобочного соединения должна иметь следующий вид:

$$1-2 \times 3 \frac{4}{5} \times 6 \frac{7}{8} \times 9 \frac{10}{11},$$

где 1 – обозначение поверхности центрирования; 2 – числа шлицев соединения; 3, 6, 9 – номинальные размеры d , D и b ; 4, 7, 10, 5, 8, 11 – обозначения полей допусков отверстий и валов по диаметрам d , D и по боковым сторонам шлицев b .

В обозначении допускается не указывать допуски *нецентрирующих* диаметров.

Допуски и посадки прямобочных шлицевых соединений приведены в табл. П.150.

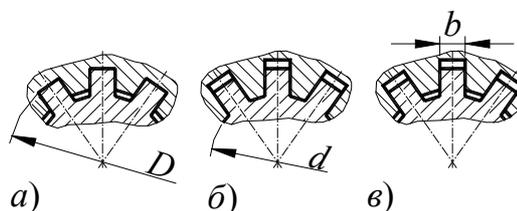


Рис. 4.8

Пример условного обозначения соединения, втулки и вала:

- для шлицевого соединения с числом шлицев $z = 8$, внутренним диаметром $d = 42$ мм, наружным диаметром $D = 46$ мм, шириной шлица $b = 8$ мм, с центрированием по d , с посадками по $d - \frac{H7}{f7}$ и по $b - \frac{D9}{h9}$:

$$d - 8 \times 42 \frac{H7}{f7} \times 46 \times 8 \frac{D9}{h9};$$

- для отверстия этого же соединения:
 $d - 8 \times H7 \times 46 \times 8 D9$;
- для вала этого же соединения:
 $d - 8 \times 42 f7 \times 46 \times 8 h9$.

4.2.3.2. Эвольвентные шлицевые соединения

Шлицевое соединение с эвольвентными шлицами (рис. 4.9) отличается от прямобочного более совершенной технологией изготовления (аналогичной технологии нарезания зубчатых колес), повышенной прочностью самих шлицев и валов и точностью центрирования. Параметры эвольвентных шлицевых соединений приведены в табл. П.151.

Для шлицевых втулки и вала эвольвентного шлицевого соединения необходимо выбрать один из четырех возможных способов их центрирования:

- по боковым сторонам шлицев s (рис. 4.9, а);
- наружному диаметру D (рис. 4.9, б);
- внутреннему диаметру d (рис. 4.9, в);
- относительно вспомогательной цилиндрической поверхности (рис. 4.9, г).

Наиболее распространенными являются первые два способа, причем центрирование по s является наиболее экономичным, а по D – наиболее точным.

Размеры шлицевых соединений с эвольвентным профилем шлицев стандартизированы ГОСТ 6033–80.

Посадки шлицевых эвольвентных соединений и возможная область их применения приведены в табл. П.152.

Структура условного обозначения шлицевого эвольвентного соединения должна иметь следующий вид:

$$12 \times \frac{3}{4} \times 5 \times \frac{6}{7} 8,$$

где 1 – обозначение центрирования по внутреннему диаметру; 2 – номинальный диаметр соединения D ; 3, 4, 6, 7 – обозначение полей допусков центрирующих диаметров отверстий и валов (допуски нецентрирующих диаметров в обозначении не указывать); 5 – модуль, мм; 8 – номер стандарта.

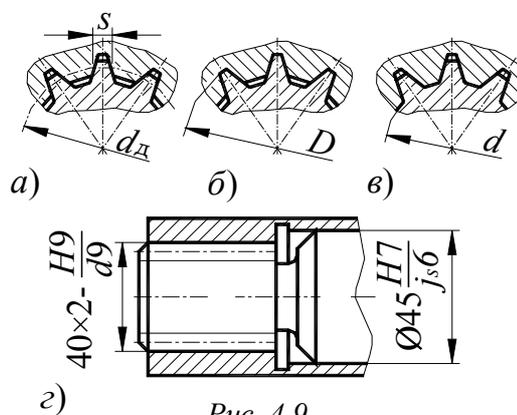


Рис. 4.9

Примеры:

а) обозначение соединения $D = 40$ мм, $m = 2$ мм с центрированием по боковым сторонам шлицев, посадка $\frac{H9}{g9}$: $40 \times 2 \times 9H/9g$ ГОСТ 6033–80;

обозначение втулки того же соединения: $40 \times 2 \times 9H$ ГОСТ 6033–80;

обозначение вала того же соединения: $40 \times 2 \times 9g$ ГОСТ 6033–80;

б) обозначение соединения $D = 40$ мм, $m = 2$ мм с центрированием по наружному диаметру, посадка $\frac{H7}{g6}$: $40 \times H7/g6 \times 2$ ГОСТ 6033–80;

обозначение втулки того же соединения: $40 \times H7 \times 2$ ГОСТ 6033–80;

обозначение вала того же соединения: $40 \times g6 \times 2$ ГОСТ 6033–80;

в) обозначение соединения $D = 40$ мм, $m = 2$ мм с центрированием по внутреннему диаметру, посадка $\frac{H7}{g6}$: $i40 \times 2 \times H7/g6$ ГОСТ 6033–80;

обозначение втулки того же соединения: $i40 \times 2 \times H7$ ГОСТ 6033–80;

обозначение вала того же соединения: $i40 \times 2 \times g6$ ГОСТ 6033–80.

4.2.3.3. Шлицевые соединения с треугольным профилем

Шлицевые соединения с треугольным профилем (рис. 4.10) применяют в неподвижных соединениях тонкостенных втулок или пустотелых валов (вместо соединений с натягом), передающих небольшие вращающие моменты.

Способ центрирования – по боковым граням.

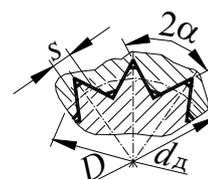


Рис. 4.10

4.2.3.4. Изображение шлицевых валов, отверстий и их соединений

Окружности и образующие поверхности выступов шлицев вала и отверстия показывают сплошными основными линиями (рис. 4.11, 4.12).

Окружности и образующие поверхностей впадин на изображениях шлицевых вала и отверстия показывают сплошными тонкими линиями (рис. 4.11, 4.12), при этом сплошная тонкая линия поверхности впадин на проекции вала на плоскость, параллельную его оси, должна пересекать линию границы фаски (рис. 4.11).

Образующие поверхности впадин на продольных разрезах вала и отверстия показывают сплошными основными линиями (рис. 4.11, 4.12).

На проекции вала и отверстия на плоскость, перпендикулярную их оси, а также в поперечных сечениях и разрезах окружности впадин показывают сплошными тонкими линиями (рис. 4.12).

Делительные окружности и образующие делительных поверхностей на изображениях деталей шлицевых эвольвентных соединений показывают штрихпунктирной тонкой линией (рис. 4.11, 4.12).

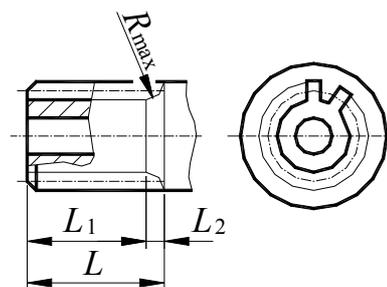


Рис. 4.11

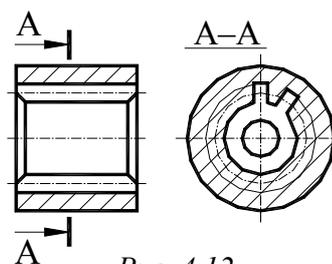


Рис. 4.12

Границу шлицевой поверхности вала, а также границу между шлицами полного профиля и сбегом показывают сплошной тонкой линией (рис. 4.11).

На изображениях, полученных проецированием на плоскость, перпендикулярную оси шлицевых вала и отверстия, изображают профиль одного шлица и двух впадин. Допускается изображать большее число шлицов и впадин.

Если секущая плоскость проходит через ось шлицевых вала и отверстия, то на разрезах и сечениях валов шлицы условно совмещают с плоскостью чертежа и показывают нерассеченными (рис. 4.11), а на разрезах и сечениях отверстий впадины условно совмещаются с плоскостью чертежа (рис. 4.11, 4.12).

При изображении шлицевых вала или отверстия в разрезе или сечении линии штриховки проводят:

- в продольных разрезах и сечениях – до линий впадин (рис. 4.11–4.13);
- в поперечных разрезах и сечениях – до линий выступов (рис. 4.12, 4.13).

Если секущая плоскость проходит через ось шлицевого соединения, то при его изображении на разрезе показывают только ту часть поверхности шлицов отверстия, которая не закрыта валом (рис. 4.13).

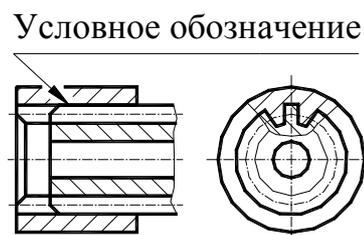


Рис. 4.13

Радиальный зазор между шлицами и впадинами вала и отверстия не показывают (рис. 4.13).

На изображениях шлицевых валов, полученных проецированием на плоскость, параллельную оси указывают длину шлицев полного профиля L_1 до сбega (рис. 4.11).

Допускается дополнительно указывать полную длину шлицев L , или наибольший радиус инструмента R , или длину сбega L_2 .

На чертеже детали стандартизированного шлицевого соединения указывают в технических требованиях или на полке линии-выноски (рис. 4.13), условное обозначение шлицевого вала или шлицевого отверстия – по соответствующему стандарту.

4.2.3.5. Допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения для неподвижных затянутых шлицевых соединений со стальным валом и ступицей приведены в табл. П.153.

Для подвижных соединений и соединений с зазором по боковым граням шлицев эти значения $\sigma_{смр}$ уменьшают в 2–3 раза.

Если насаживаемая деталь выполнена из мягкого материала (серые чугуны, легкие сплавы), то расчет следует вести по напряжениям смятия, допустимым для данного материала.

4.2.3.6. Расчет шлицевых соединений на прочность

4.2.3.6.1. Шлицевые соединения с прямоугольными шлицами

По диаметру вала D из табл. П.149 выбирают параметры шлицевого соединения – толщина шлица b и сочетание $Z \times d \times D$ (рис. 4.14).

Длина шлицевого соединения, нагруженного крутящим моментом T , определяется из расчета на смятие боковых поверхностей:

$$l \geq \frac{11T}{(D^2 - d^2)z\sigma_{смр}}, \quad (4.9)$$

где $\sigma_{смр}$ – допускаемые напряжения смятия материалов соединяемых деталей.

Опыт эксплуатации валов с *прямоугольными* шлицами и плоским дном впадины на *кручение* показал, что их прочность эквивалентна прочности гладкого вала, диаметр которого равен *внутреннему* диаметру шлицевого вала.

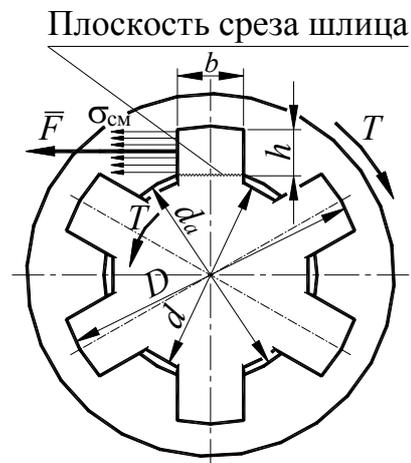


Рис. 4.14

4.2.3.6.2. Шлицевые соединения с эвольвентными шлицами

По диаметру соединения D из табл. П.151 выбирают их параметры – число шлицев z и модуль m (рис. 4.15).

Длина шлицевого соединения, нагруженного крутящим моментом T , определяется из расчета на смятие боковых поверхностей:

$$l \geq \frac{2,7T}{(mz)^2 \theta \sigma_{смр}}, \quad (4.10)$$

где $\theta = 1,0$ – при центрировании по боковым поверхностям; $\theta = 0,9$ при центрировании по наружному или внутреннему диаметру; $\sigma_{смр}$ – допускаемые напряжения смятия материалов соединяемых деталей.

Другие параметры *эвольвентного* шлицевого соединения (рис. 4.2.47) определяют по нижеприведенным зависимостям:

- диаметры *вала*:

- наружный (окружности выступов) d_a :

$$d_a = D; \quad (4.11)$$

- внутренний (окружности впадин) d_f :

$$d_f = d_a - 2,4m; \quad (4.12)$$

- диаметры *отверстия* сопряженной с валом детали:

- наружный (окружности впадин):

- * при центрировании по D :

$$d_f = D; \quad (4.13)$$

- * при центрировании по s :

$$D_f = D = D + 0,4m; \quad (4.14)$$

- внутренний (окружности выступов):

$$D_a = D - 2m. \quad (4.15)$$

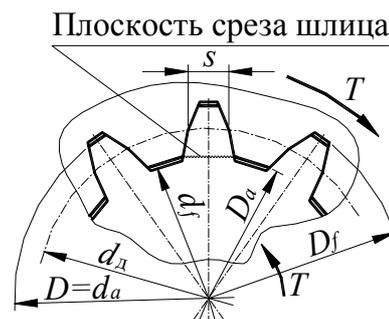


Рис. 4.15

4.2.3.6.3. Шлицевые соединения с треугольными шлицами

По отраслевым стандартам соединения изготовляют со следующими параметрами (рис. 4.16):
 угол профиля $2\alpha = 90^\circ$; $2\alpha = 72^\circ$; $2\alpha = 60^\circ$;
 наружный диаметр $D = (5-75)$ мм;
 модуль $m = (0,2-1,5)$ мм;
 число зубьев $z = 20-70$.

Длина шлицевого соединения, нагруженного крутящим моментом T , определяется из расчета на смятие боковых поверхностей:

$$l \geq \frac{5,3T}{mz^2(D-d)\sigma_{смп}}, \quad (4.16)$$

где $\sigma_{смп}$ – допускаемые напряжения смятия материалов соединяемых деталей.

Рекомендуется выполнение условия:

$$0,5D \leq l \leq 2D. \quad (4.17)$$

Увеличивать длину соединения свыше $2D$ не рекомендуется, так как при этом снижается точность изготовления и уменьшается фактическая площадь соприкосновения шлицев.

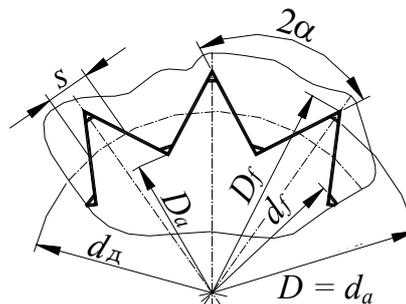


Рис. 4.16

4.3. Фланцевые соединения

Фланцевые соединения преимущественно применяют для соединения валов, а также для крепления на валах деталей дискового и барабанного типов.

Вращающий момент передается *призонными* болтами (рис. 4.17) и *специальными элементами*, выполненными по посадке, работающими на срез и смятие, а отчасти силами трения, возникающими на стыковых поверхностях при затяжке стяжных болтов.

Вращающий момент, передаваемый фланцевым соединением:

$$T = T_{ср} + T_{тр} = 0,39 \left[Dz_1 d_1^2 \tau_{ср p} + D (z_1 d_1^2 + z_2 d_2^2) f \sigma_p \right], \quad (4.18)$$

где D – диаметр окружности расположения центров болтов; z_1 и d_1 – соответственно, число и диаметр призонных болтов; z_2 и d_2 – соответственно, число и диаметр стяжных болтов; $\tau_{ср p}$ и σ_p – соответственно, допустимые напряжения болтов; f – коэффициент трения на стыке соединений; $f = 0,1-0,15$. Обычно силу трения не учитывают.

Если все болты призонные, то

$$D = \frac{2550T}{\tau_{ср p} z d^2}, \quad (4.19)$$

где T – вращающий момент, Н·м; z и d – число и диаметр болтов, мм.

Призонные болты изготовляют из углеродистых сталей 45, 50 или легированной стали 40Х и термически обрабатывают (30–45 HRCэ).

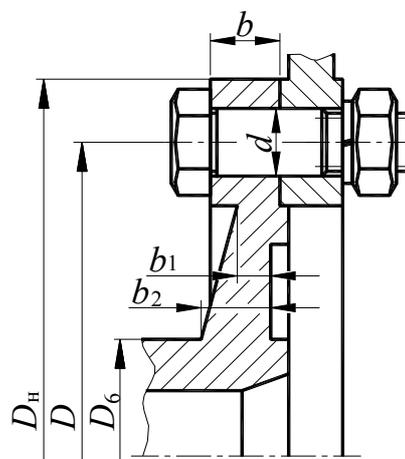


Рис. 4.17

Отверстия под призонные болты получают двумя способами – либо при совместной обработке соединяемых деталей, либо в каждой из деталей отдельно, по кондуктору с последующим совместным развертыванием отверстия в деталях под посадку $\frac{H7}{m6}$ или $\frac{H7}{k6}$.

Обычно на участке расположения толщина фланца:

$$b = (1,0 + 1,2) d. \quad (4.20)$$

Толщины фланцев на участках перехода составляют:

- при переходе в силовой пояс:

$$b_1 = 0,8b; \quad (4.21)$$

- при переходе в вал:

$$b_2 = (0,15 - 0,20) D_B. \quad (4.22)$$

Болты рассчитывают на срез (окружной силой) и растяжение (силой предварительной затяжки):

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_{\text{ср}}^2}, \quad (4.23)$$

где σ_p – напряжения растяжения; $\tau_{\text{ср}}$ – напряжения среза.

4.4. Опоры валов

Опорой называют часть механизма, обеспечивающую вращательное движение подвижных частей механизма.

Основной частью опоры является подшипник, являющийся промежуточным элементом между неподвижной частью механизма и вращающимся валом.

В зависимости от *вида трения* подшипники подразделяют на два основных вида: подшипники качения и подшипники скольжения.

Наибольшее распространение получили опоры, выполненные на основе подшипников качения.

4.4.1. Подшипники качения

4.4.1.1. Общие сведения

Подшипник качения (рис. 4.4.1) состоит из наружного (1) и внутреннего (2) колец, которыми соединяется с цапфой и корпусом. Между кольцами расположены тела качения (3). По наружной поверхности внутреннего кольца и внутренней поверхности наружного кольца (на торцовых поверхностях колец упорных подшипников качения) выполняют желоба – дорожки качения, по которым при работе подшипника катятся тела качения. Вследствие этого между контактирующими поверхностями тел качения и дорожек колец подшипников возникает преимущественно трение качения. Сепараторы (4) направляют и удерживают на равных расстояниях тела качения при работе подшипников.

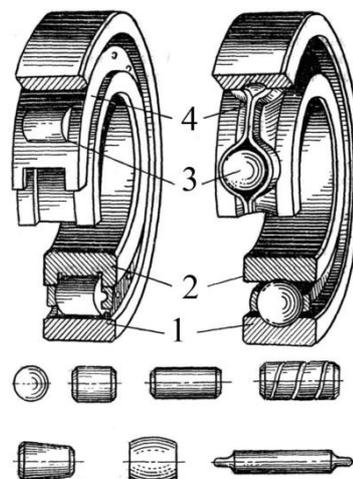


Рис. 4.18

Имеются подшипники, у которых отсутствуют некоторые из указанных деталей. Например, игольчатые и некоторые другие типы специальных подшипников не имеют сепараторов. Такие подшипники имеют большее число тел качения и, следовательно, большую грузоподъемность. Однако предельные частоты вращения бессепараторных подшипников значительно ниже вследствие повышенных моментов сопротивления вращению.

Отдельные типы подшипников снабжаются мазеудерживающими шайбами, уплотнительными устройствами и другими специальными деталями.

Подшипники качения классифицируют по следующим признакам:

по форме тел качения:

- шариковые (рис. 4.19; 4.20; 4.23, а; 4.25; 4.27);

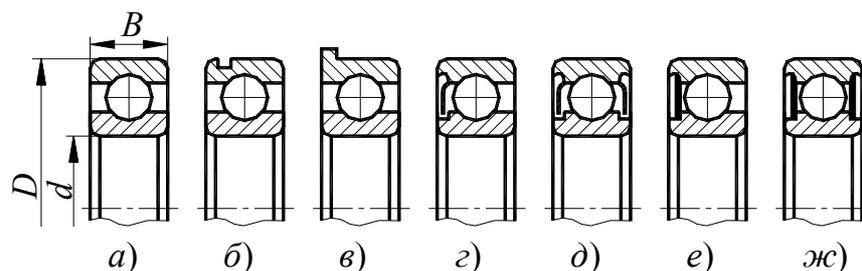
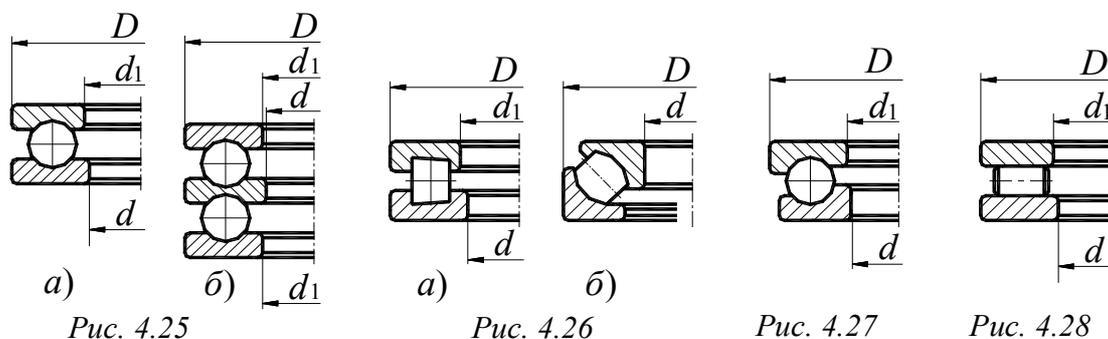
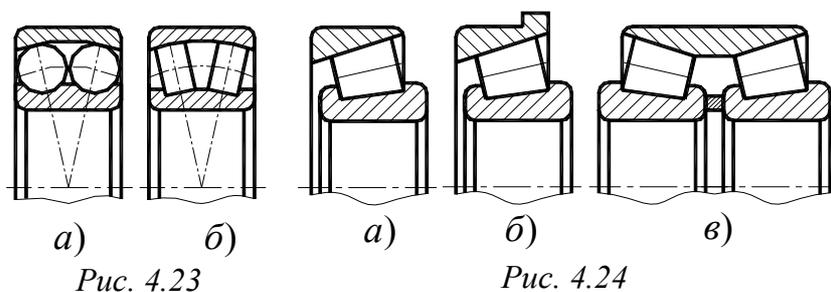
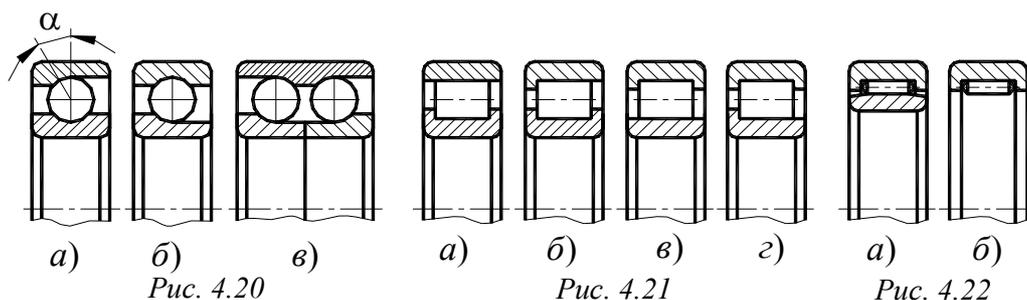


Рис. 4.19

- роликовые:
 - ролики цилиндрические (рис. 4.21; рис. 4.28);
 - ролики конические (рис. 4.24; рис. 4.26, а);
 - ролики бочкообразные (рис. 4.23, б; рис. 4.26, б);
- игольчатые (рис. 4.22);

по направлению воспринимаемой нагрузки:

- радиальные, в основном для радиальных нагрузок (нагрузки, действующие перпендикулярно оси вращения подшипника) (рис. 4.19, рис. 4.21–4.23);
- радиально-упорные, предназначенные для восприятия одновременно воздействующих на подшипник радиальной и осевой нагрузок (рис. 4.20, 4.24);
- упорно-радиальные, воспринимающие осевые нагрузки при одновременном действии относительно небольшой радиальной нагрузки (упорно-радиальные подшипники отличаются от радиально-упорных величиной номинального (начального) угла контакта α (рис. 4.20, а), который равен углу между нормалью к зоне контакта шарика или ролика с дорожкой качения наружного кольца и плоскостью, перпендикулярной к оси подшипника; радиально-упорные подшипники имеют $\alpha < 36^\circ$, а упорно-радиальные – $\alpha > 36^\circ$);
 - упорные, предназначенные для восприятия осевых нагрузок (рис. 4.24, 4.25);
 - для восприятия радиальной и осевой силы одного направления при невысоких частотах вращения применяют подшипники, конструкция которых представлена на рис. 4.27, – они менее чем шариковые упорные чувствительны к взаимному перекосу колец;
 - подшипники, представленные на рис. 4.28, применяют для восприятия только осевой силы одного направления, главным образом на вертикальных валах, работающих с невысокими частотами вращения, – они характеризуются высокой грузоподъемностью и очень чувствительны к перекосам колец.



по числу рядов качения:

- *однорядные*;
- *двухрядные*;
- *четырёхрядные*.

по способу компенсации перекосов вала:

- *несамоустанавливающиеся*;
- *самоустанавливающиеся* – допускающие поворот оси внутреннего кольца по отношению к оси наружного кольца (рис. 4.23).

Подшипники с отверстием одного диаметра по соотношению *габаритных размеров* подразделяют на *размерные серии* – сочетание серий *диаметров* и *ширин (высот)*, определяющее *габаритные размеры* подшипника.

Для подшипников качения по ГОСТ 3478–79 установлены следующие *размерные серии*:

- *диаметров*: 0, 8, 9, 1, 7, 2, 3, 4, 5 (в порядке увеличения размера наружного диаметра подшипника при одинаковом диаметре отверстия);
- *ширин* или *высот*: 7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 (в порядке увеличения размера ширины или высоты).

ГОСТ 520–89 устанавливает *классы точности* подшипников, приведенные в таблице. Перечень классов точности приведен в порядке повышения точности.

Класс точности	Тип подшипника
0, 6, 5, 4, 2, T	Шариковые радиальные
	Роликовые радиальные
	Шариковые радиально-упорные
0, 6, 5, 4, 2	Упорные и упорно-радиальные
0, 6X, 6, 5, 4, 2	Роликовые конические
Дополнительные классы точности подшипников (8 и 7 – ниже класса точности 0) установлены для применения по заказу потребителей в неотчетливых узлах	

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений, размеров, формы и положения поверхностей подшипников.

В *общем* машиностроении наиболее часто применяют подшипники классов 0, 6 и 5.

4.4.1.2. Маркировка подшипников качения

Маркировка подшипников состоит из их *условного обозначения* в соответствии с ГОСТ 3189–89 и условного обозначения предприятия-изготовителя.

ГОСТ 3189–89 устанавливает *систему условных обозначений* подшипников и распространяется на шариковые и роликовые подшипники (кроме роликовых и игольчатых подшипников без колец по ГОСТ 4060–78 и ГОСТ 24310–80).

Маркировку в зависимости от применяемого технологического процесса наносят на любые поверхности подшипника, кроме поверхностей качения, любым способом, не вызывающим коррозии подшипников.

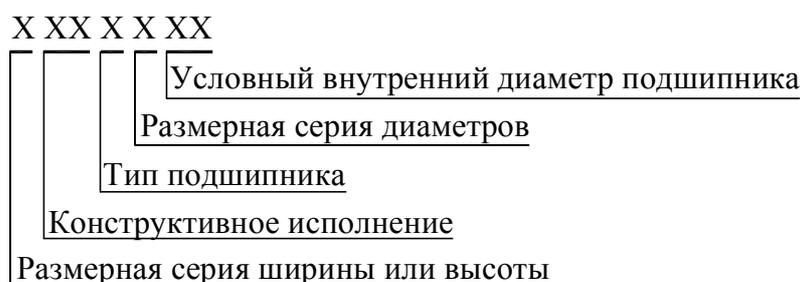
Основное условное обозначение подшипника состоит из семи основных знаков, обозначающих следующие признаки:

- размерную серию ширины;
- конструктивное исполнение;
- тип подшипника;
- класс точности;
- размерную серию диаметров;
- внутренний диаметр подшипника.

Основное условное обозначение подшипника характеризует *основное исполнение*:

- с кольцами и телами качения из подшипниковой стали ШХ15;
- класса точности 0;
- с сепаратором, установленным для основного конструктивного исполнения согласно отраслевой документации.

Порядок расположения знаков *основного условного обозначения* для подшипников с диаметром отверстия от 10 до 500 мм подшипников приведен на приведенной ниже схеме.



Дополнительные знаки условного обозначения располагают справа и слева от основного условного обозначения. Дополнительные знаки *справа* начинают с прописной буквы, а дополнительные знаки *слева* отделены от основного условного обозначения знаком «тире».

Условное обозначение подшипника, состоящее из основных знаков и дополнительных знаков, является *полным условным обозначением*.

Основное условное обозначение является частным случаем *полного условного обозначения*.

Расшифровку знаков выполняют в порядке перечисления *справа налево*.

1. Обозначение внутреннего диаметра подшипника.

Крайние два числовых знака *справа* обозначают *условный* внутренний диаметр подшипника.

Условный внутренний диаметр обозначают частным от деления *номинального* значения этого диаметра на число 5.

Обозначения диаметров отверстия подшипников от 10 до 17 мм приведены в табл. 4.4.1.

Таблица 4.4.1

Внутренний диаметр подшипника, мм	Условный внутренний диаметр
10	00
12	01
15	02
17	03

2. Обозначение размерных серий.

Третий числовой знак *справа*, обозначающий *серию диаметров*, совместно с *седьмым справа* знаком, обозначающим *серию ширин (высот)*, обозначают *размерную серию подшипника*.

Серия ширин (высот), имеющая знак 0, в условном обозначении не указывается.

3. Обозначение типов подшипников.

Четвертый числовой знак *справа* обозначает *тип* подшипника.

Типы подшипников установлены ГОСТ 3395–89 (табл. 4.4.2).

Таблица 4.4.2

Тип подшипника	Четвертый знак
Шариковый радиальный	0
Шариковый радиальный сферический	1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Роликовый радиальный сферический	3
Роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами	4
Роликовый радиальный с витыми роликами	5
Шариковый радиально-упорный	6
Роликовый конический	7
Шариковый упорный или упорно-радиальный	8
Роликовый упорный или упорно-радиальный	9

4. Обозначение конструктивного исполнения.

Пятый и шестой числовые знаки справа схемы обозначают конструктивные исполнения подшипников, которые для каждого типа подшипников по ГОСТ 3395–89 обозначают цифрами от 00 до 99.

Обозначение серии ширин, конструктивного исполнения и типа подшипника, имеющее знак 0 (00), стоящий *левой последней значащей цифры*, опускают, если серия ширин обозначена знаком 0. В этом случае условное обозначение подшипника может состоять из двух, трех или четырех цифр.

Примеры *основных условных обозначений*:

32205 – подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами без бортов на внутреннем кольце с диаметром отверстия 25 мм, серии диаметров 2, серии ширин 0;

4074103 – подшипник радиальный роликовый игольчатый с массивными кольцами с диаметром отверстия 17 мм, серии диаметров 1, серии ширин 4.

В табл. П.155–П.160 приведены параметры наиболее распространенных типоразмеров подшипников качения.

При выборе типа и размеров шарико- и роликоподшипников учитывают следующие факторы:

- значение и направление нагрузки (радиальная, осевая, комбинированная);
- характер нагрузки (постоянная, переменная, ударная);
- частоту вращения кольца подшипника;
- требуемую долговечность (срок службы, выраженный в часах или миллионах оборотов);
- окружающую среду (температуру, влажность, кислотность и т. п.);
- особые требования, обусловленные 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.).

Коэффициенты трения и допустимые окружные скорости для стандартных подшипников приведены в табл. П.161.

Коэффициент трения подшипников качения определяют как отношение окружной силы трения $F_{\text{тр}}$ на диаметре d вала к действующей на подшипник нагрузке

$$F = \frac{F_{\text{тр}}}{f} = \frac{2F_{\text{тр}}}{Fd}, \quad (4.24)$$

где $F_{\text{тр}}$ – момент трения, Н·мм; d – диаметр вала, мм.

Допустимую частоту вращения оценивают величиной условной окружной скорости v_0 по центральной линии тел качения или по среднему диаметру подшипника $d_{\text{ср}} = 0,5(D + d)$:

$$n = 3,82 \frac{v_0}{D + d}, \quad (4.25)$$

где d – внутренний диаметр подшипника; D – наружный диаметр подшипника; v_0 – условная окружная скорость; n – частота вращения вращающегося кольца подшипника, об/мин.

4.4.1.3. Критерии работоспособности подшипников качения

Работоспособность подшипников качения ограничивается:

- *усталостным выкрашиванием* рабочих поверхностей дорожек и тел качения (этот вид разрушения является основным критерием работоспособности);
- *пластическими деформациями* (в результате которых при частоте вращения вращающегося кольца подшипника n менее 10 об/мин и при больших нагрузках на дорожках качения могут появляться вмятины);
- *раскалыванием колец и тел качения* (раскалывание может быть вызвано неправильным монтажом подшипников, погрешностями формы и размеров посадочных поверхностей валов и корпусов, ударными и вибрационными нагрузками);
- *разрушением сепараторов* (характерно для подшипников, работающих при высоких угловых скоростях);
- *абразивным износом рабочих поверхностей* (наблюдается у подшипников, работающих в загрязненной среде при недостаточной защите от загрязнения).

4.4.1.4. Указания по подбору подшипников качения

В настоящее время в России разработаны и приняты методики расчета и выбора подшипников качения по статической и динамической грузоподъемностям, а также проверки предельной скорости вращения и наличия гидродинамического режима смазки подшипников.

4.4.1.5. Грузоподъемность подшипников качения. Эквивалентная нагрузка

4.4.1.5.1. Статическая грузоподъемность подшипников качения. Статическая эквивалентная нагрузка

4.4.1.5.1.1. Общие сведения

При *статическом* нагружении повреждения подшипников проявляются в виде *смятия рабочих поверхностей*.

Методы расчета базовой статической грузоподъемности и статической эквивалентной нагрузки для подшипников качения установлены ГОСТ 18854–94. Приводимые в ГОСТ 18854–94 формулы и коэффициенты для расчета базовой статической расчетной грузоподъемности основаны на принятых в качестве расчетных значениях контактных напряжений.

В ГОСТ 18854–94 применяют следующие *термины и определения*.

Статическая нагрузка – нагрузка, действующая на подшипник, кольца которого не вращаются относительно друг друга.

Базовая статическая радиальная грузоподъемность C_{or} – статическая радиальная нагрузка, которая соответствует расчетным контактным напряжениям в центре наиболее тяжело нагруженной зоны контакта тела качения и дорожки качения рассматриваемого подшипника.

Для однорядных радиально-упорных подшипников радиальная грузоподъемность соответствует радиальной составляющей нагрузки, вызывающей чисто радиальное смещение подшипниковых колец относительно друг друга.

Базовая статическая осевая грузоподъемность C_{oa} – статическая центральная осевая нагрузка, которая соответствует расчетным контактным напряжениям в

центре наиболее тяжело нагруженной зоны контакта тела качения и дорожки качения рассматриваемого подшипника.

Возникающая при этих контактных напряжениях общая остаточная деформация тела качения и дорожки качения приблизительно равна 0,0001 диаметра тела качения.

Статическая эквивалентная радиальная нагрузка P_{or} – статическая радиальная нагрузка, которая должна вызвать такие же контактные напряжения в наиболее тяжело нагруженной зоне контакта тела качения и дорожки качения подшипника, как и в условиях действительного нагружения.

Статическая эквивалентная осевая нагрузка P_{oa} – статическая центральная осевая нагрузка, которая должна вызвать такие же контактные напряжения в наиболее тяжело нагруженной зоне контакта тела качения и дорожки качения подшипника, как и в условиях действительного нагружения.

4.4.1.5.1.2. Базовая статическая грузоподъемность

Базовая статическая грузоподъемность определяется по формулам:

- для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников:

$$C_{or} = f_0 i z D_w^2 \cos \alpha; \quad (4.26)$$

- для роликовых радиальных и радиально-упорных подшипников:

$$C_{or} = 44 \left(1 - \frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}} \right) i z L_{we} D_{we} \cos \alpha. \quad (4.27)$$

В формулах (4.26) и (4.27):

f_0 – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника и от принятого уровня напряжения; D_w – диаметр шарика; D_{we} – диаметр ролика; L_{we} – длина ролика; z – число тел качения, воспринимающих нагрузку в одном направлении; i – число рядов тел качения в подшипнике.

Значения *базовой статической грузоподъемности* C_0 приводятся в каталогах подшипников для каждого типоразмера подшипника (табл. П.155–П.160).

Базовая статическая *радиальная грузоподъемность* двух и более одинаковых *однорядных шариковых* и *роликовых радиальных* и *радиально-упорных* подшипников, установленных рядом на одном валу при их последовательном расположении в случае равномерного распределения между ними нагрузки равна номинальной грузоподъемности одного однорядного подшипника, умноженной на число подшипников.

4.4.1.5.1.3. Статическая эквивалентная нагрузка

Статическая эквивалентная *радиальная нагрузка* для *шариковых радиальных* и *радиально-упорных*, *роликовых радиально-упорных* ($\alpha \neq 0^\circ$) подшипников равна большему из двух значений, рассчитанных по формулам:

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a; \quad (4.28)$$

$$P_{0r} = F_r, \quad (4.29)$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник; F_a – осевая нагрузка на подшипник; X_0 – коэффициент статической радиальной нагрузки (табл. П.162); Y_0 – коэффициент статической осевой нагрузки (табл. П.162).

Для *роликовых радиальных* подшипников ($\alpha = 0^\circ$), которые воспринимают только радиальную нагрузку:

$$P_{0r} = F_r. \quad (4.30)$$

При расчете статической эквивалентной радиальной нагрузки для двух одинаковых *однорядных радиальных шариковых* и *радиально-упорных шариковых* и *роликовых* подшипников, установленных *рядом* на одном валу *при расположении широкими или узкими торцами друг к другу* и образующих общий подшипниковый узел, используют значения X_0 и Y_0 для *двухрядных* подшипников, а значения F_r и F_a принимают в качестве *общей* нагрузки, действующей на *весь комплект*.

При расчете статической эквивалентной радиальной нагрузки для двух и более одинаковых *однорядных шариковых радиальных, шариковых* и *роликовых радиально-упорных* подшипников, установленных последовательно на одном валу, используют значения X_0 и Y_0 для *однорядных* подшипников, а значения F_r и F_a принимают в качестве *общей* нагрузки, действующей на *весь комплект*.

4.4.1.5.2. Динамическая грузоподъемность подшипников качения. Динамическая эквивалентная нагрузка. Расчетный ресурс

4.4.1.5.2.1. Общие сведения

Разрушение *вращающегося под нагрузкой* подшипника качения происходит вследствие *усталостных* процессов в металле колец и тел качения.

Методы вычисления базовой динамической расчетной грузоподъемности и расчетного ресурса подшипников качения установлены ГОСТ 18855–94. Целью ГОСТ 18855–94 является создание необходимой основы для расчета основного показателя правильности выбора подшипников качения – *ресурса*.

В ГОСТ 18855–94 применяются перечисленные ниже термины и определения в соответствии с ГОСТ 18854–94.

Ресурс – число оборотов, которое одно из колец подшипника (или кольца упорного двойного подшипника) делает относительно другого кольца до появления первых признаков усталости металла одного из колец или тел качения.

Надежность – вероятность того, что данный подшипник достигнет или превысит расчетный ресурс.

Базовый расчетный ресурс L_{10} , млн об., – ресурс, соответствующий 90%-й надежности для подшипника, изготовленного из обычного материала с применением обычных технологии и условий эксплуатации.

Базовая динамическая радиальная расчетная грузоподъемность C_r – *постоянная радиальная* нагрузка, которую подшипник теоретически может воспринимать при базовом расчетном ресурсе, составляющем один миллион оборотов. Для *радиально-упорных однорядных* подшипников радиальная расчетная грузоподъемность соответствует радиальной составляющей нагрузки, которая вызывает чисто радиальное смещение подшипниковых колец относительно друг друга.

Базовая динамическая осевая расчетная грузоподъемность C_a – *постоянная центральная осевая* нагрузка, которую подшипник теоретически может воспринимать при базовом расчетном ресурсе, составляющем один миллион оборотов.

Динамическая эквивалентная радиальная нагрузка P_r – *постоянная радиальная* нагрузка, под воздействием которой подшипник будет иметь такой же ресурс, как и в условиях действительного нагружения.

Динамическая эквивалентная осевая нагрузка P_a – постоянная центральная осевая нагрузка, под воздействием которой подшипник будет иметь такой же ресурс, как и в условиях действительного нагружения.

Нормальные условия эксплуатации – условия, которые являются оптимальными для подшипника (подшипник правильно установлен, смазан, защищен от проникновения инородных тел; нагрузка соответствует типоразмеру подшипника; подшипник не подвергается чрезмерным изменениям температуры и частоты вращения).

4.4.1.5.2.2. Базовая динамическая расчетная грузоподъемность

Базовая динамическая грузоподъемность определяется по формулам:

- для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников:
при $D_w \leq 25,4$ мм

$$C_r = 1,3 f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{0,67} D_w^{1,8}; \quad (4.31)$$

при $D_w > 25,4$ мм

$$C_r = 3,647 b_m f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{0,67} D_w^{1,4}. \quad (4.32)$$

В формулах (4.31) и (4.32):

f_c – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника и от принятого уровня напряжения; D_w – диаметр шарика; z – число тел качения в однорядном подшипнике; число тел качения в одном ряду многорядного подшипника при одинаковом числе их в каждом ряду;

- для роликовых радиальных и радиально-упорных подшипников:

$$C_r = b_m f_c (i L_{we} \cos \alpha)^{0,78} z^{0,75} D_{we}^{1,074}, \quad (4.33)$$

где $b_m = 1,0$ для игольчатых подшипников со штампованным наружным кольцом; $b_m = 1,1$ для роликовых цилиндрических, конических и игольчатых с кольцами, подвергнутыми обработке резанием; $b_m = 1,15$ для роликовых сферических; f_c – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника и от принятого уровня напряжения.

Значения базовой динамической грузоподъемности C приводятся в каталогах подшипников для каждого типоразмера подшипника (табл. П.155 – П.160).

При расчете базовой динамической радиальной грузоподъемности для двух одинаковых шариковых радиальных однорядных подшипников, установленных рядом на одном и том же валу, эту пару подшипников рассматривают как один двухрядный радиальный подшипник.

При расчете базовой динамической радиальной грузоподъемности для двух одинаковых шариковых и роликовых радиально-упорных однорядных подшипников, смонтированных рядом на одном и том же валу (парный монтаж) по схеме «широкий торец к широкому» или «узкий торец к узкому» так, что они работают как один узел, эту пару рассматривают как один двухрядный радиально-упорный подшипник.

Базовую динамическую радиальную грузоподъемность для двух или более одинаковых шариковых и роликовых радиально-упорных однорядных подшипников, точно изготовленных и смонтированных последовательно рядом на одном и том же валу так, что они работают как один узел, определяют умножением числа подшипников в степени 0,7 (для шариковых) или 7/9 (для роликовых) на базовую динамическую грузоподъемность одного подшипника.

4.4.1.5.2.3. Динамическая эквивалентная нагрузка

Для шариковых радиальных, шариковых и роликовых радиально-упорных подшипников при постоянных радиальной и осевой нагрузках:

$$P_r = XF_r + YF_a, \quad (4.34)$$

для роликовых радиальных подшипников с углом $\alpha = 0^\circ$ при радиальной нагрузке:

$$P_r = F_r. \quad (4.35)$$

В формулах (4.34) и (4.35):

F_r – радиальная нагрузка на подшипник или радиальная составляющая фактической нагрузки, действующей на подшипник; F_a – осевая нагрузка на подшипник или осевая составляющая фактической нагрузки, действующей на подшипник.

Значения коэффициентов X динамической радиальной нагрузки и Y динамической осевой нагрузки приведены в табл. П.163.

При расчете динамической эквивалентной радиальной нагрузки для двух одинаковых шариковых роликовых радиально-упорных однорядных подшипников, смонтированных рядом на одном и том же валу (парный монтаж) по схеме «широкий торец к широкому» или «узкий торец к узкому» так, что они работают как один узел, их рассматривают как один двухрядный радиально-упорный подшипник, используя значения X и Y для двухрядных подшипников.

При расчете динамической эквивалентной радиальной нагрузки для двух или более одинаковых однорядных шариковых радиальных, шариковых и роликовых радиально-упорных подшипников, смонтированных последовательно рядом на одном и том же валу так, что они работают как один узел, используют значения X и Y для однорядного подшипника.

4.4.1.5.2.4. Расчетный ресурс подшипника

Расчетным показателем долговечности подшипника служит базовый ресурс L_{10} , соответствующий 90%-й надежности (отсюда в обозначении индекс «10», равный разности 100–90).

Однако во многих случаях желательно вычислить ресурс для более высоких уровней надежности или с учетом специальных свойств подшипников и условий эксплуатации. В таких случаях выполняют расчет скорректированного ресурса.

Базовый расчетный ресурс L_{10} в миллионах оборотов определяют при 90%-й надежности:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^k, \quad (4.36)$$

где C – базовая динамическая грузоподъемность подшипника (радиальная C_r или осевая C_a); P – эквивалентная динамическая нагрузка (радиальная P_r или осевая P_a); k – показатель степени, равный 3 для шариковых подшипников и равный 3,33 для роликовых подшипников.

Формула расчета ресурса справедлива, если P_r (или P_a), а при переменных нагрузках – $P_{r\max}$ (или $P_{a\max}$), не превышает $0,5C_r$ (или $0,5C_a$).

По приведенной формуле вычисляют базовый расчетный ресурс L_{10} для подшипников, изготовленных из обычных подшипниковых сталей и эксплуатируемых при нормальных условиях.

При повышенных требованиях к надежности определяют *скорректированный расчетный ресурс* L_{10} в миллионах оборотов:

$$L_{sa} = a_1 L_{10}, \quad (4.37)$$

где a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности P_t (табл. 4.4.3).

Таблица 4.4.3

Надежность P_t , %	90	95	96	97	98	99
Обозначение ресурса	L_{10a}	L_{5a}	L_{4a}	L_{3a}	L_{2a}	L_{1a}
Значения коэффициента a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21
<i>Примечание:</i> Расчет подшипников качения при повышенной вероятности безотказной работы выполняют для <i>ответственных</i> узлов при необходимой надежности в диапазоне (91–99) %; вместо индекса «s» в обозначении ресурса записывают значение разности $(100 - P_t)$, где P_t – надежность при определении ресурса						

Скорректированный расчетный ресурс подшипника в часах:

$$L_{sah} = \frac{10^6 L_{sa}}{60n}, \quad (4.38)$$

где n – частота вращения кольца, об/мин.

При выборе типоразмера подшипников и расчете скорректированного ресурса для конкретных условий эксплуатации предполагают, что подшипники соответствуют необходимому классу точности и обеспечены требуемые прочность и жесткость валов и корпусов.

4.4.1.6. Выбор и расчет подшипников качения

4.4.1.6.1. Силы, нагружающие подшипники

4.4.1.6.1.1. Радиальные реакции

Вал на подшипниках, установленных по одному в опоре, условно рассматривают как балку на шарнирно-подвижных опорах или как балку с одной шарнирно-подвижной и одной шарнирно-неподвижной опорой.

Радиальную реакцию F_r подшипника считают приложенной к оси вала в точке пересечения с ней нормалей, проведенных через середины контактных площадок.

Для *радиальных* подшипников точка приложения реакции расположена на *середине ширины* подшипника.

Для *радиально-упорных* подшипников расстояние a между точкой приложения реакции и

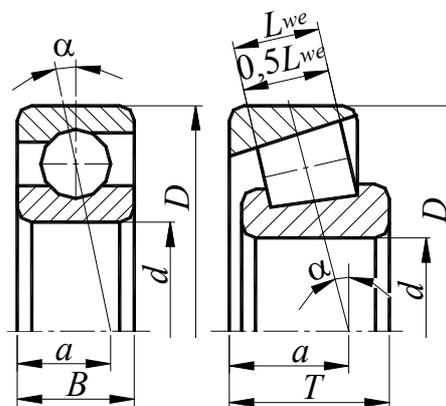


Рис. 4.29

торцом подшипника (рис. 4.29) может быть определено по формулам:

- подшипники шариковые радиально-упорные однорядные:

$$a = 0,5 \left[B + 0,5(d + D) \operatorname{tg} \alpha \right]; \quad (4.39)$$

- подшипники роликовые конические однорядные:

$$a = 0,5 \left[T + \frac{e(d + D)}{3} \right]. \quad (4.40)$$

Ширину кольца B , монтажную высоту T , коэффициент осевого нагружения e , угол контакта α , а также диаметры d и D принимают по каталогу подшипников (табл. П.155–П.160).

Реакции опор определяют из уравнений равновесия. Методика определения *реакций* в опорах изложена в разд. 5.5.3.

В ряде случаев направление вращения может быть переменным или неопределенным, причем изменение направления вращения может привести к изменению не только направления, но и значений реакций опор. В таких случаях при определении реакций рассматривают наиболее неблагоприятный вариант.

4.4.1.6.1.2. Осевые реакции

При установке вала на двух *радиальных шариковых* или *радиально-упорных* подшипниках *нерегулируемых* типов осевая сила F_a , нагружающая подшипник, равна по величине внешней осевой силе F_A , действующей на вал. Силу F_A воспринимает тот подшипник, который ограничивает осевое перемещение вала под действием этой силы.

При определении осевых сил, нагружающих *радиально-упорные* подшипники *регулируемых* типов, следует учитывать осевые силы, возникающие под действием радиальной нагрузки F_r вследствие *наклона контактных линий*. Значения этих сил зависят от типа подшипника, угла контакта, значений радиальных сил, а также от того, как отрегулированы подшипники.

Если подшипники собраны с большим зазором, то всю нагрузку воспринимает только один или два шарика или ролика. Осевая составляющая нагрузки при передаче ее одним телом качения равна $F_r \operatorname{tg} \alpha$. Условия работы подшипников при таких больших зазорах неблагоприятны, и поэтому такие зазоры недопустимы.

Обычно подшипники регулируют так, чтобы осевой зазор при установившемся температурном режиме был бы близок к нулю. В этом случае под действием радиальной нагрузки F_r находятся около половины тел качения, а суммарная по всем нагруженным телам качения осевая составляющая из-за наклона контактных линий равна $e' F_r$ и представляет собой минимальную осевую силу, которая должна действовать на радиально-упорный подшипник при заданной радиальной силе:

$$F_{a \min} = e' F_r. \quad (4.41)$$

В *шариковых радиально-упорных* подшипниках действительный угол контакта отличается от начального и зависит от радиальной нагрузки F_r и базовой статической грузоподъемности C_{0r} . Поэтому коэффициент e' определяют по формулам:

- для подшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$:

$$e' = 0,563 \left(\frac{F_r}{C_{0r}} \right)^{0,195}, \quad (4.42)$$

- для подшипников с углом контакта $\alpha = 15^\circ$:

$$e' = 0,579 \left(\frac{F_r}{C_{0r}} \right)^{0,136}; \quad (4.43)$$

- для подшипников с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$:

$$e' = e; \quad (4.44)$$

- для конических роликовых подшипников:

$$e' = 0,83e. \quad (4.45)$$

Значения коэффициента e в формулах (4.44) и (4.45) принимают по табл. П.163.

Под действием силы $F_{a\min}$ наружное кольцо подшипника поджато к крышке корпуса. При отсутствии упора кольца в крышку оно будет отжато в осевом направлении, что приведет к нарушению нормальной работы подшипника. Для обеспечения нормальных условий работы осевая сила, нагружающая подшипник, должна быть не меньше минимальной:

$$F_a \geq F_{a\min}. \quad (4.46)$$

Это условие должно быть выполнено для каждой опоры.

Если $F_a \geq F_{a\min}$, то более половины тел качения подшипника находятся под нагрузкой. Жесткость опоры с ростом осевой нагрузки увеличивается, поэтому в некоторых опорах, например в опорах шпинделей станков, применяют сборку с предварительным натягом.

Для нормальной работы радиально-упорных подшипников необходимо, чтобы в каждой опоре осевая сила, нагружающая подшипник, была бы не меньше минимальной:

$$F_{a1} \geq F_{a1\min}; \quad (4.47)$$

$$F_{a2} \geq F_{a2\min}. \quad (4.48)$$

Кроме того, должно быть выполнено условие равновесия вала – равенство нулю суммы всех осевых сил, действующих на вал. Например, для схемы по рис. 4.30:

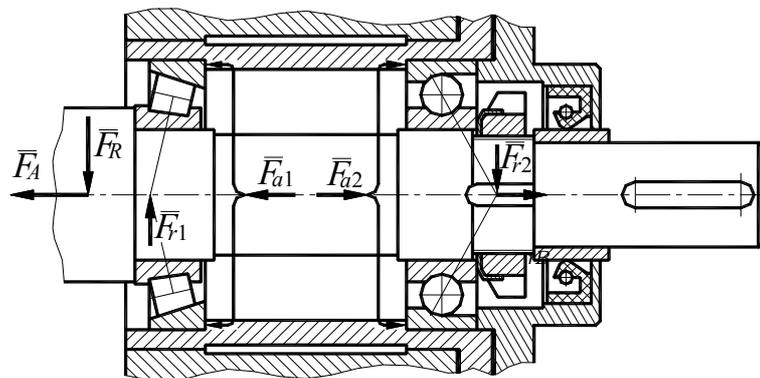
$$F_A + F_{a1} - F_{a2} = 0. \quad (4.49)$$

Рассмотрим *пример* нахождения осевых реакций в опорах.

В представленной на рис. 4.30 расчетной схеме приняты обозначения:

F_A и F_R – внешние осевая и радиальная нагрузки, действующие на вал; F_{r1} и F_{r2} – радиальные реакции опор; F_{a1} и F_{a2} – осевые реакции опор.

Решение по определению осевых реакций в опорах может быть найдено при совместном



238 Рис. 4.30

удовлетворении трех условий:

- из условия (4.46) в каждой опоре с учетом (4.41) следует:

$$F_{a1} \geq e' F_{r1};$$

$$F_{a2} \geq e' F_{r2};$$

- из условия равновесия вала под действием осевых сил следует:

$$F_A + F_{a1} - F_{a2} = 0.$$

Для нахождения решения применяют *метод попыток*, предварительно принимая осевую силу в одной из опор равной минимальной.

1. Пусть, например,

$$F_{a1} = e' F_{r1}.$$

Тогда из условия равновесия вала получим:

$$F_{a2} = F_A + F_{a1} = F_A + e' F_{r1}.$$

Проверяем выполнение условия $F_a \geq F_{a \min}$ для второй опоры. Если при этом выполняется условие $F_{a2} \geq e' F_{r2}$, то осевые силы найдены правильно.

Если $F_{a2} < e' F_{r2}$, что недопустимо, то нужно предпринять вторую попытку.

2. Следует принять:

$$F_{a2} = e' F_{r2}.$$

Тогда из условия равновесия вала получим:

$$F_{a1} = F_{a2} - F_A = e' F_{r2} - F_A.$$

При этом условии $F_{a1} \geq e' F_{r1}$ будет обязательно выполнено.

4.4.1.6.2. Подбор подшипников

Основной критерий работоспособности и порядок подбора подшипников зависит от значения частоты вращения кольца.

Подшипники выбирают по *статической* грузоподъемности, если они воспринимают внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или при медленном вращении ($n \leq 10$ об/мин).

Подшипники, работающие при $n > 10$ об/мин, выбирают по *динамической* грузоподъемности, рассчитывая их ресурс при требуемой надежности.

Подшипники, работающие при частоте вращения $n > 10$ об/мин и резко переменной нагрузке, также следует проверять на *статическую* грузоподъемность.

Предварительно назначают тип и схему установки подшипников.

Подбор подшипников выполняют для обеих опор вала.

В некоторых изделиях, например в редукторах, для обеих опор рекомендуется применять подшипники одного типа и одного размера. В этом случае подбор выполняют по наиболее нагруженной опоре.

Иногда из соотношения радиальных и осевых сил нельзя заранее с уверенностью определить, какая опора более нагружена. Тогда расчет ведут параллельно для обеих опор до получения значений эквивалентных нагрузок, по которым и определяют более нагруженную опору.

4.4.1.6.2.1. Расчет подшипников на статическую грузоподъемность

При расчете на статическую грузоподъемность проверяют, не будет ли статическая эквивалентная нагрузка на подшипник превосходить статическую грузоподъемность, указанную в каталоге:

$$P_{0r} \leq C_{0r}. \quad (4.50)$$

При выборе и расчете подшипников следует иметь в виду, что *допустимая* статическая эквивалентная нагрузка P_{0r} может быть меньше, равна или больше *базовой* статической грузоподъемности. Значение этой нагрузки зависит от требований к плавности хода, шумности и к моменту трения, а также и от действительной геометрии поверхностей контакта. Чем выше перечисленные требования, тем меньше значение допустимой статической эквивалентной нагрузки.

Если не требуется высокая плавность хода, то возможно кратковременное повышение P_{0r} до $2C_{0r}$.

При повышенных требованиях к плавности хода, шумности и к стабильности момента трения рекомендуется уменьшить допускаемую статическую эквивалентную нагрузку P_{0r} до $\frac{C_{0r}}{S_0}$. Коэффициент безопасности S_0 для упорных подшипников крановых крюков и подвесов равен 1,5; для приборных прецизионных поворотных устройств $S_0 = 2$; для ответственных тяжело нагруженных опор и поворотных кругов $S_0 = 4$.

4.4.1.6.2.2. Расчет подшипников на заданный ресурс

Исходные данные:

- F_{r1}, F_{r2} – радиальные нагрузки (радиальные реакции) опор двухопорного вала;
- F_A – внешняя осевая сила, действующая на вал;
- n – частота вращения кольца (как правило, частота вращения вала);
- d – диаметр посадочной поверхности вала, который берут из компоновочной схемы;
- L'_{sa} – требуемый ресурс при необходимой вероятности безотказной работы подшипника, в млн об.;
- L'_{sah} – требуемый ресурс при необходимой вероятности безотказной работы подшипника, в часах;
- режим нагружения;
- условия эксплуатации подшипникового узла (возможная перегрузка, рабочая температура и др.).

Условия работы подшипников весьма разнообразны и могут различаться по величине кратковременных перегрузок, рабочей температуре, вращению внутреннего или наружного кольца и др. Влияние этих факторов на работоспособность подшипников учитывают введением в расчет эквивалентной динамической нагрузки (формулы (4.34), (4.35)) и дополнительных коэффициентов.

Подбор подшипников качения следует выполнять в такой последовательности.

1. Предварительно назначают тип и схему установки подшипников.

2. Для назначенного подшипника определяют следующие данные:

- для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ – значения базовых динамической C_r и статической C_{0r} радиальных грузоподъемностей (по каталогу подшипников);
- для шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$ – значение C_r (по каталогу подшипников), а по табл. П.163 – значения коэффициентов нагрузок X и Y , коэффициента осевого нагружения e ;
- для конических роликовых – значение C_r (по каталогу подшипников) и по табл. П.163 определяют значения коэффициентов нагрузок X и Y , коэффициента осевого нагружения e .

3. Из условия равновесия вала и условия ограничения минимального уровня осевых нагрузок на радиально-упорные подшипники определяют осевые силы F_{a1} и F_{a2} .

4. Для подшипников шариковых радиальных, а также шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ по табл. П.163 в соответствии с имеющейся информацией находят значения X , Y и e в зависимости от $\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$ или $\frac{F_a}{izD_w^2}$.

5. Сравнивают отношение $\frac{F_a}{VF_r}$ с коэффициентом e и окончательно принимают значения коэффициентов X и Y .

При $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ принимают: $X = 1$, $Y = 0$.

При $\frac{F_a}{VF_r} > e$ для подшипников шариковых радиальных и радиально-упорных

окончательно принимают определенные ранее (в П.2 и П.4) значения коэффициентов X и Y .

Здесь V – коэффициент вращения кольца:

- $V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки;
- $V = 1,2$ при вращении наружного кольца.

6. Вычисляют эквивалентную радиальную динамическую нагрузку:

- для шариковых радиальных и шариковых или роликовых радиально-упорных подшипников:

$$P_r = (VXF_r + YF_a) K_T K_B; \quad (4.51)$$

- для роликовых радиальных подшипников:

$$P_r = VF_r K_T K_B. \quad (4.52)$$

Значение температурного коэффициента K_T принимают по табл. 4.4.4, а коэффициента K_B безопасности – в зависимости от рабочей температуры $t_{\text{раб}}$ подшипника по табл. 4.4.5.

Для работы при повышенных температурах применяют подшипники со специальной стабилизирующей термообработкой и изготовленные из теплостойких сталей.

Таблица 4.4.4

$t_{\text{раб}}, ^\circ\text{C}$	≤ 100	125	150	175	200	225	250
K_T	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,4

Таблица 4.4.5

Характер нагрузки	K_B	Область применения
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Маломощные кинематические редукторы и приводы. Механизмы ручных кранов, блоков. Тали, кошки, ручные лебедки. Приводы управления
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125 % номинальной нагрузки	1,0–1,2	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки (кроме строгальных, долбежных и шлифовальных). Гироскопы. Электротали и монорельсовые тележки. Лебедки с механическим приводом. Электродвигатели малой и средней мощности. Легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки	1,3–1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов
То же, в условиях повышенной надежности	1,5–1,8	Шпиндели шлифовальных станков. Электрошпиндели
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные перегрузки до 200 % номинальной нагрузки	1,8–2,5	Зубчатые передачи. Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Валки и адьюстаж прокатных станов. Мощные вентиляторы
Нагрузка с сильными ударами; кратковременные перегрузки до 300 % номинальной нагрузки	2,5–3,0	Лесопильные рамы. Холодильное оборудование

Для подшипников, работающих при *переменных* режимах нагружения, задаваемых циклограммой нагрузок и соответствующими этим нагрузкам частотами вращения (рис. 4.31), следует вычислять эквивалентную динамическую нагрузку при переменном режиме нагружения:

$$P_E = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L_1 + L_2 + \dots + L_n}}, \quad (4.53)$$

где P_i и L_i – постоянная эквивалентная нагрузка (радиальная или осевая) на i -м режиме и продолжительность ее действия, в млн об.

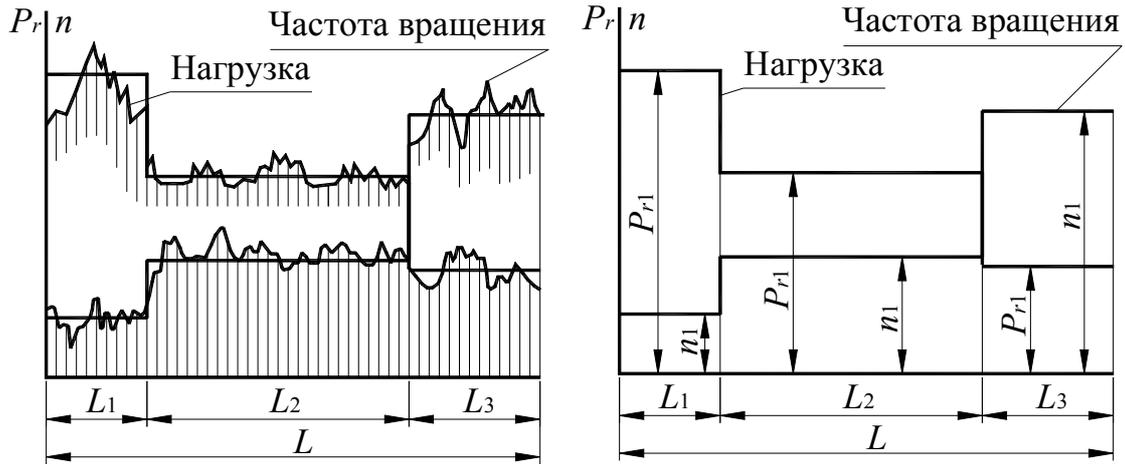


Рис. 4.31

Если L_i задана в часах (L_{hi}), то ее пересчитывают на миллионы оборотов с учетом частоты вращения n_i , об/мин:

$$L_i = \frac{60n_i L_{hi}}{10^6}. \quad (4.54)$$

Если нагрузка на подшипник изменяется по линейному закону от P_{\min} до P_{\max} , то эквивалентная динамическая нагрузка равна:

$$P_E = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3}. \quad (4.55)$$

По ГОСТ 21354–87 режимы работы машин с *переменной* нагрузкой сведены к шести *типовым* режимам нагружения:

- 0 – постоянному;
- I – тяжелому;
- II – среднему равновероятному;
- III – среднему нормальному;
- IV – легкому;
- V – особо легкому.

Для подшипников опор валов зубчатых передач, работающих при типовых режимах нагружения, расчеты удобно вести с помощью *коэффициента эквивалентности* K_E .

Режим работы	0	I	II	III	IV	V
K_E	1,00	0,80	0,63	0,56	0,50	0,40

При этом по известным максимальным, длительно действующим силам F_{r1} , F_{r2} , $F_{A\max}$, соответствующим максимальному из длительно действующих вращающему моменту, находят эквивалентные нагрузки:

$$F_{r1} = K_E F_{r1\max}; \quad (4.56)$$

$$F_{r2} = K_E F_{r2\max}; \quad (4.57)$$

$$F_A = K_E F_{A\max}; \quad (4.58)$$

по которым в соответствии с п.п. 2–6 ведут расчет подшипников, как при постоянной нагрузке.

7. Определяют *скорректированный* по уровню надежности и условиям применения *расчетный ресурс* подшипника, ч:

$$L_{sah} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n}, \quad (4.59)$$

где C_r – базовая динамическая радиальная грузоподъемность подшипника; P_r – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка (при переменном режиме нагружения P_{Er}); k – показатель степени ($k = 3$ для шариковых подшипников, $k = 3,3$ – для роликовых подшипников); n – частота вращения кольца; a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от необходимой надежности (табл. 4.4.3); a_{23} – коэффициент, характеризующий совместное влияние на ресурс особых свойств подшипника и условий его эксплуатации (табл. 4.4.6).

Таблица 4.4.6

Подшипники	Значения коэффициента a_{23} для условий применения		
	1	2	3
Шариковые (кроме сферических)	0,7–0,8	1,0	1,2–1,4
Роликовые с цилиндрическими роликами. Шариковые сферические двухрядные	0,5–0,6	0,8	1,0–1,2
Роликовые конические	0,6–0,7	0,9	1,1–1,3
Роликовые сферические двухрядные	0,3–0,4	0,6	0,8–1,0

При выборе коэффициента a_{23} различают следующие условия применения подшипника:

1 – обычные (материал обычной плавки наличие перекосов колец, отсутствие надежной гидродинамической пленки масла наличие в нем инородных частиц);

2 – характеризующиеся наличием упругой гидродинамической пленки масла в контакте колец и тел качения, отсутствием повышенных перекосов в узле; сталь обычного изготовления;

3 – то же, что в П.2, но кольца и тела качения изготовлены из стали электрошлакового или вакуумно-дугового переплава.

8. Оценивают пригодность намеченного размера подшипника.

Подшипник пригоден, если выполняется условие:

$$L_{sah} \geq L'_{sah}, \quad (4.60)$$

где L_{sah} – расчетный ресурс подшипника; L'_{sah} – требуемый ресурс подшипника.

Иногда в одной опоре устанавливают *два одинаковых* радиальных или радиально-упорных однорядных подшипника, образующих один подшипниковый узел. При этом *нару* подшипников рассматривают как *один двухрядный* подшипник.

При определении ресурса по формуле (4.59) вместо C_r подставляют базовую динамическую радиальную грузоподъемность $C_{r\text{сум}}$ комплекта из двух подшипников:

- для шарикоподшипников:

$$C_{r\text{сум}} = 1,625C_r; \quad (4.61)$$

- для роликоподшипников:

$$C_{r\text{сум}} = 1,714C_r . \quad (4.62)$$

Базовая статическая радиальная грузоподъемность такого комплекта $C_{0r\text{сум}}$ равна удвоенной номинальной грузоподъемности одного однорядного подшипника C_{0r} :

$$C_{0r\text{сум}} = 2C_{0r} . \quad (4.63)$$

При определении эквивалентной нагрузки P_r значения коэффициентов X и Y (табл. П.163) принимают как для двухрядных подшипников.

4.4.2. Подшипниковые узлы

4.4.2.1. Зазоры и предварительные натяги в подшипниках качения

Под *радиальным* или *осевым зазором* подразумевают полное радиальное или, соответственно, осевое перемещение в обоих направлениях одного кольца относительно другого.

Оптимальные значения радиальных и осевых зазоров для данных условий эксплуатации подшипника позволяют обеспечить рациональное распределение нагрузки между телами качения, необходимое смещение вала и корпуса в радиальном и осевом направлениях, а также улучшить и повысить стабильность виброакустических характеристик, снизить потери на трение.

В подшипниках *нерегулируемых* типов различают три вида *радиальных зазоров*:

- начальный;
- посадочный;
- рабочий.

Посадочный зазор всегда меньше *начального* в связи с деформациями колец в радиальном направлении после установки подшипника на рабочее место.

При работе подшипникового узла и установившемся температурном режиме образуется *рабочий* зазор, который может быть больше или меньше *посадочного* в зависимости от схемы установки подшипников, воспринимаемой нагрузки и перепада температур вала и корпуса.

ГОСТ 24810–81 устанавливает *условные обозначения групп зазоров* и *числовые значения радиального и осевого зазоров в состоянии поставки* для подшипников качения. ГОСТ 24810–81 *не распространяется* на шариковые радиально-упорные однорядные подшипники.

Нерегулируемые типы подшипников изготавливают со сравнительно небольшим зазорами; после установки на вал и в корпус они могут работать без дополнительного регулирования.

Рекомендуемые размеры зазоров для подшипников качения приводятся в специальной справочной литературе.

Подшипники, предназначенные для *нормальных* условий эксплуатации, когда перепад температур между наружными внутренними кольцами незначителен (5–10 °С), должны иметь зазор, соответствующий основной – *нормальной* группе (ГОСТ 24810–81).

Радиальные однорядные шарикоподшипники, предназначенные для восприятия только *осевых* сил, должны иметь *увеличенный радиальный зазор*, позволяю-

ций увеличить угол контакта в подшипнике, т. е. повысить его осевую грузоподъемность. Радиальные самоустанавливающиеся подшипники с увеличенным радиальным зазором применяют при *отклонениях от соосности* посадочных мест.

Осевые и радиальные зазоры *регулируемых* подшипников могут быть установлены в определенных пределах только при монтаже в узле машины. Требуемый осевой зазор в *упорных* подшипниках устанавливают также при монтаже. В зависимости от конструкции узла регулирование осевых зазоров осуществляют *смещением* наружного или внутреннего кольца подшипника.

Оптимальное значение зазоров устанавливают экспериментально для каждого конкретного узла.

Если подшипники собраны с *большим зазором*, то всю нагрузку воспринимает только один или два шарика или ролика (рис. 4.32, *а*). Условия работы подшипников при таких больших зазорах неблагоприятны, и поэтому такие зазоры недопустимы.

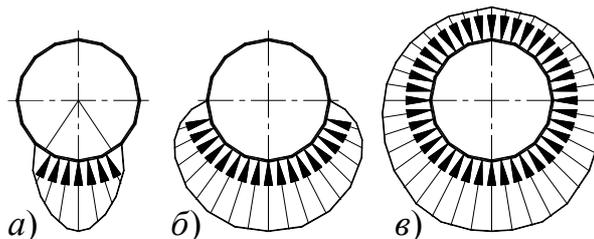


Рис. 4.32

Уменьшение зазоров приводит к

более равномерному распределению нагрузки между телами качения, снижает вибрации, повышает жесткость опоры. Наличие некоторых осевых зазоров положительно сказывается на снижении момента сопротивления вращению. Обычные радиально-упорные подшипники регулируют так, чтобы *осевой зазор* при установившемся температурном режиме был бы *близок к нулю*. В этом случае под действием радиальной нагрузки находятся около половины тел качения (рис. 4.32, *б*).

В некоторых узлах для повышения жесткости опор, точности вращения вала и улучшения виброакустической характеристики узла применяют сборку подшипников с *предварительным натягом*. В этом случае более половины или все тела качения подшипника находятся под нагрузкой (рис. 4.32, *в*). Сущность предварительного натяга заключается в том, что пару подшипников предварительно нагружают осевой силой, которая устраняет осевой зазор 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. Такие подшипники работают в более тяжелых условиях, так как повышаются нагрузки на тела качения, момент сопротивления вращению и износ, а также снижается ресурс подшипника.

С предварительным натягом устанавливают подшипники шариковые радиальные, радиально-упорные, роликовые конические, а также подшипники с короткими цилиндрическими роликами, монтируемые на конусную шейку вала с натягом, способным вызвать расширение внутреннего кольца и полностью устранить в подшипнике радиальный зазор. Уменьшить зазор можно и осевым перемещением внутреннего кольца с отверстием, имеющим конусность относительно шейки вала или втулки.

Рекомендуемые значения *осевых зазоров* для подшипников различных типов приведены в справочниках по подшипникам качения.

4.4.2.2. Допуски, посадки и шероховатость поверхностей подшипников и сопрягаемых с ними деталей

При проектировании подшипниковых узлов следует назначать *посадки подшипников качения* на вал и в корпус, которые зависят от следующих факторов:

- режима работы подшипника и вида нагружения колец;
- величины, направления и характера нагрузок;
- типа и размера подшипника;
- жесткости вала и корпуса;
- характера температурных деформаций системы (увеличения или уменьшения плотности посадки при рабочих температурах);
- способа крепления подшипника (с затяжкой или без затяжки);
- условий эксплуатации.

Также следует предусмотреть удобство монтажа и демонтажа.

Различают три основных *вида нагружения* колец:

- *местное* (кольцо не вращается относительно нагрузки);
- *циркуляционное* (кольцо вращается относительно нагрузки);
- *колебательное* (кольцо совершает относительно нагрузки возвратно-поступательное движение в пределах угла менее 360°).

Для *циркуляционно* нагруженных колец, через которые передается внешняя нагрузка, следует назначать посадки *с натягом*.

Местно нагруженные кольца устанавливаются с небольшим *зазором*. Такой вид сопряжения позволяет кольцу под действием толчков и вибраций периодически поворачиваться вокруг оси подшипника, вследствие чего в работе принимает участие не ограниченный участок кольца, а вся дорожка качения.

Посадки подшипников на валы выполняют по системе *отверстия* с перевернутым полем допуска у кольца, то есть поле допуска кольца расположено «в минус» от нулевой линии, а не «в плюс», как у обычного основного отверстия.

Посадка подшипника *в корпус* выполняется по системе *вала*.

Структура условных обозначений посадок подшипника на сборочном чертеже:
1234,

где **1** – условное обозначение диаметра (\varnothing); **2** – номинальный диаметр сопряжения, в мм; **3** – буквенное обозначение поля допуска для сопряженной с подшипником детали; **4** – номер квалитета допуска на деталь, сопряженную с подшипником.

Например, посадки внутреннего кольца подшипника на вал – $\varnothing 25k5$, $\varnothing 45m6$; внешнего кольца в корпус – $\varnothing 62H7$, $\varnothing 72M6$.

При *назначении посадок* подшипников качения необходимо исходить из следующего:

- посадки для вращающихся колец подшипников должны исключать возможность проскальзывания кольца по посадочной поверхности в процессе работы под нагрузкой;
- чем больше нагрузка и чем сильнее толчки, тем посадки должны быть более плотными;
- для тяжело нагруженных колец целесообразно применять осевую затяжку, которая исключает перенапряжение подшипников и облегчает их установку;
- чем выше частота вращения, тем посадки должны быть более свободными;
- посадки роликоподшипников следует выбирать более плотными, чем посадки шарикоподшипников;

- посадки радиально-упорных подшипников можно назначать более плотными, чем посадки радиальных, так как у радиальных подшипников посадочные натяги могут существенно изменить зазоры в подшипнике, а в радиально-упорных подшипниках зазоры устанавливаются при сборке;
- чем больше размер подшипника, тем более плотной должна быть его посадка;
- в корпусах из мягких сплавов подшипники следует устанавливать в термически обработанных стальных стаканах;
- валы следует термически обрабатывать до твердости более 35–40 HRC_Э.

При назначении посадок и допусков формы и расположения поверхностей, а также шероховатости поверхностей валов и отверстий корпусов можно руководствоваться данными табл. П.167–П.171.

4.4.2.3. Основные схемы установки подшипников качения

Конструкция подшипниковых узлов должна обеспечивать следующее:

- возможность теплового расширения (удлинения) вала без нарушения нормальной работы подшипников, то есть без нагружения их дополнительными осевыми нагрузками;
- необходимые условия для работы подшипника, то есть наличие смазки и предохранение от пыли и грязи;
- удобство монтажа и демонтажа подшипников;
- при установке подшипников на вал и в корпус осевая сила должна передаваться непосредственно на то кольцо, которое напрессовывается или снимается. Эта сила не должна передаваться через тела качения (шарики или ролики);
- фиксацию положения вала в осевом направлении, за исключением передач с шевронными колесами (в последнем случае один из валов, на которые смонтированы шестерня и колесо шевронной передачи, должен быть установлен на двух плавающих опорах – осевая фиксация осуществляется не в опорах, а зубьями сопряженных шестерни и колеса шевронной передачи).

Кроме того, все детали узла должны обладать достаточной прочностью и жесткостью.

Наибольшее распространение получили две схемы установки подшипников в корпусах.

Первая схема заключается в том, что осевое фиксирование вала выполняют в одной опоре, а другую опору делают плавающей (рис. 4.33).

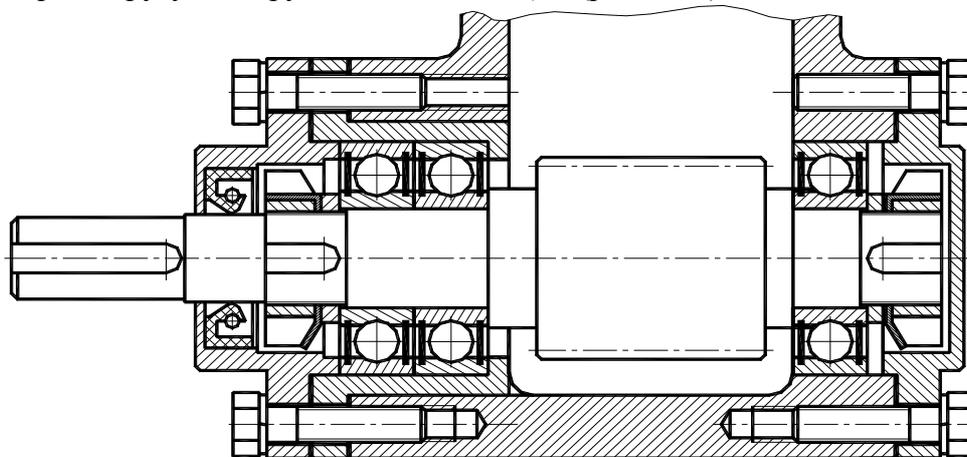


Рис. 4.33

Фиксирующая опора ограничивает осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях и воспринимает радиальную и осевую нагрузки.

Плавающая опора не ограничивает осевых перемещений вала и воспринимает только радиальную нагрузку. Поэтому в плавающей опоре обычно применяют *радиальные* подшипники.

Такая схема установки подшипников применяют в конструкциях при сравнительно длинных валах (когда отношение расстояния между подшипниками l к диаметру цапф d_n достигает 12), а также при установке валов в подшипники, размещенные в разных корпусах.

Жесткость вала может быть повышена установкой в фиксирующей опоре двух подшипников, за счет регулировки которых сводят к минимуму радиальное и осевое смещения вала (рис. 4.30).

При установке подшипников с плавающей опорой опасность защемления вала в опорах вследствие нагрева снижается. Поэтому эту схему очень часто используют в червячных редукторах, которые имеют сравнительно низкий КПД.

При температурных колебаниях плавающий подшипник перемещается в осевом направлении на величину удлинения (укорочения) вала. Так как это перемещение может происходить под нагрузкой, поверхность отверстия корпуса изнашивается. Поэтому при действии на опоры вала *только радиальных* сил в качестве плавающей выбирают *менее нагруженную* опору.

Если выходной (выходной) конец вала соединяют муфтой с валом другого узла (например, с валом электродвигателя), в качестве *фиксирующей* принимают опору, ближайшую к выходному (выходному) концу вала.

Вторая схема основана на осевом фиксировании вала в двух опорах – в каждой опоре в одном направлении (рис. 4.34, 4.35).

Эта схемы применима с определенными *ограничениями по расстоянию между опорами*, что связано с изменением зазоров в подшипни-

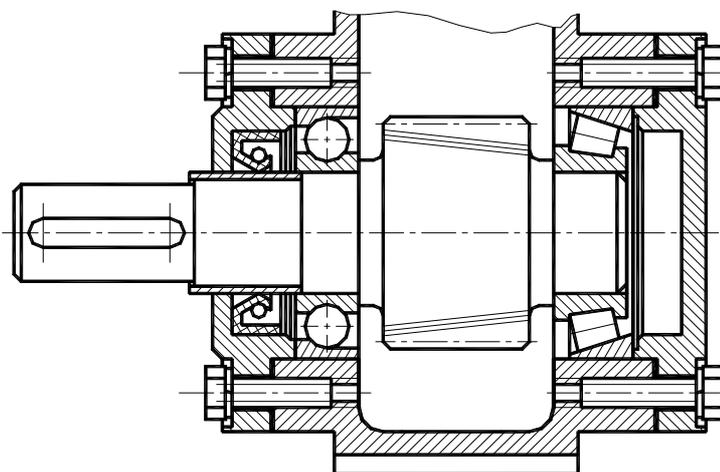


Рис. 4.34

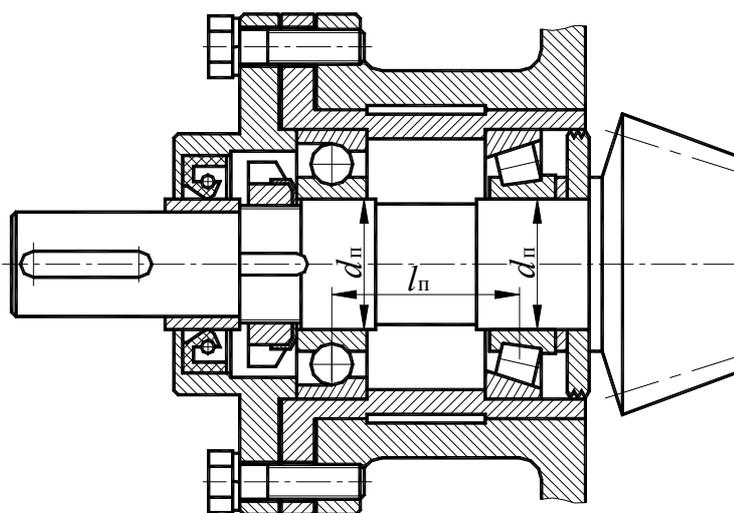


Рис. 4.35

ках вследствие нагрева деталей при работе. При нагреве самих подшипников зазоры в них уменьшаются; при нагреве вала его длина увеличивается.

Наиболее конструктивно проста схема установки подшипников *враспор* (рис. 4.34), ее широко применяют при сравнительно коротких валах.

Для исключения заземления вала в опорах вследствие нагрева при работе предусматривают зазор s . Значение зазора должно быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. В зависимости от конструкции узла и условий эксплуатации $s = (0,2 - 0,8)$ мм (в узлах с радиально-упорными подшипниками).

При установке *враспор* внешняя осевая нагрузка будет восприниматься либо одной, либо другой крышкой.

При установке вала по схеме, представленной на рис. 4.35, *вероятность заземления* подшипников вследствие температурных деформаций вала при росте температуры *исключена*, так как при увеличении длины вала осевой зазор в подшипниках увеличивается. Расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в схеме по рис. 4.34. Но превышать отношение расстояния между подшипниками $l_{\text{п}}$ к диаметру цапф $d_{\text{ц}}$ более 12 не рекомендуется, так как вследствие температурных деформаций вала могут появиться большие осевые зазоры, недопустимые для подшипников.

4.4.2.4. Конструкции типовых подшипниковых узлов

4.4.2.4.1. Крепление внутренних колец подшипников на валах

Крепление подшипника достаточно надежно осуществляется круглой шлицевой гайкой (ГОСТ 11871–73) (рис. 4.33, 4.35), которая от самопроизвольного отвинчивания стопорится многолапчатой шайбой (ГОСТ 11872–73). Стопорная шайба имеет один внутренний выступ и шесть наружных выступов. Внутренний выступ шайбы заходит в специально выполненный паз на валу, а один из ее наружных выступов отгибается в шлиц гайки. Размеры гаек и стопорных многолапчатых шайб приведены в табл. П.125 и П.127.

Просто и надежно крепление концевой шайбой (рис. 4.36, 4.37). Шайба от поворота относительно вала фиксируется штифтом (рис. 4.36) или установкой диаметрально расположенных двух болтов (рис. 4.37). Чтобы концевые шайбы при высоких частотах вращения не вызывали дисбаланса, их центрируют по отверстию подшипника (рис. 4.36) или по валу.

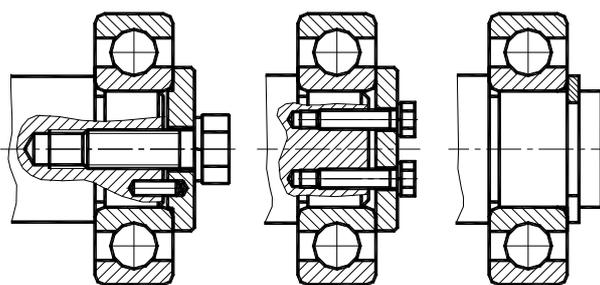


Рис. 4.36

Рис. 4.37

Рис. 4.38

Во всех вариантах необходимо предусматривать стопорение винтов, крепящих шайбу к торцу вала, от самоотвинчивания.

Достаточно часто фиксирование внутренних колец подшипников на валах осуществляют разрезными кольцами (рис. 4.38; табл. П.297). Их монтаж и демонтаж производят с помощью специальных щипцов, которыми кольца разжимают.

Боковой опорной поверхностью подшипника на валу является и поверхность упорного буртика (рис. 4.36–4.38). Особенностью конструкции подшипника качения является то, что его внутреннее кольцо является весьма податливой деталью. Чтобы

внутреннее кольцо было установлено на валу без перекоса, его необходимо поджимать при монтаже к заплечу вала или к торцу детали, установленной на валу.

Кольцо подшипника должно прилегать к упорному буртику своей плоской торцевой поверхностью.

С одной стороны высота заплечика вала должна быть больше высоты фаски подшипника, с другой – должна быть выбрана с учетом возможности снятия подшипника с вала (рис. 4.39).

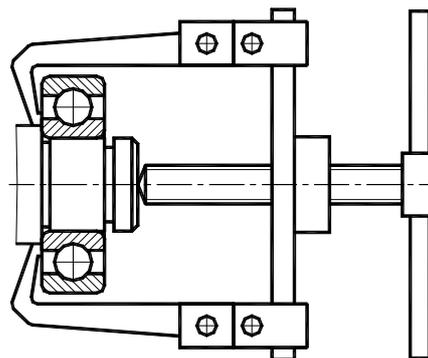


Рис. 4.39

4.4.2.4.2. Крепление подшипников в корпусе

На рис. 4.40–4.42 показаны наиболее распространенные способы крепления подшипников в корпусе.

Широко применяют простой и надежный способ закрепления подшипника в корпусе крышкой:

- приворачиваемой (рис. 4.40);
- закладной (рис. 4.41).

На рис. 4.42 показан вариант крепления подшипника пружинным упорным плоским кольцом (ГОСТ 13943–80).

Размеры пружинных колец и канавок для них приведены в табл. П.298. Чтобы закрепить кольцо подшипника в корпусе без зазора, между стопорным кольцом и подшипником иногда ставят компенсаторное кольцо.

Для точной установки наружные кольца подшипников поджимают к заплечу корпусной детали. По рис. 4.40–4.42 упорный буртик создан непосредственно в корпусе. Однако наличие буртика в отверстии корпусной детали создает определенные трудности при растачивании отверстия.

Более простым является выполнение буртика установкой пружинного упорного кольца (рис. 4.42). Следует иметь в виду, что пружинные кольца могут передавать значительные осевые нагрузки.

Так, например, при диаметре отверстия 62 мм допускаемая осевая сила для пружинного упорного плоского кольца составляет 73 кН.

Обработка отверстия корпусной детали упростится, если буртик сделать в стакане (рис. 4.43). Введение дополнительной точной детали (стакана) целесообразно только в том случае, если стакан позволяет решить какую-либо другую конструкторскую задачу – упрощение сборки, создание самостоятельной сборочной единицы.

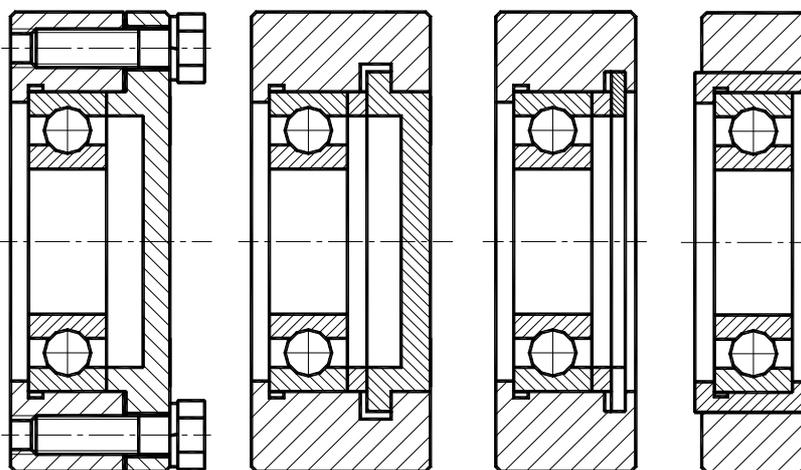


Рис. 4.40

Рис. 4.41

Рис. 4.42

Рис. 4.43

В корпусах, имеющих разъем по осям валов, упорный буртик может быть создан целым кольцом, заложённым в канавку отверстия корпуса.

Все буртики, выполненные по рис. 4.40–4.43, способны воспринимать значительные осевые нагрузки.

4.4.2.4.3. Фиксирующая опора

4.4.2.4.3.1. Конструкции фиксирующих опор

При осевом фиксировании валов по схеме, представленной на рис. 4.33 в *фиксирующих* опорах (на рис. 4.33 – левая опора) применяют типы подшипников, показанные на рис. 4.44.

Упорные буртики на валах и в отверстиях корпусных деталей конструируют по одному из вариантов, приведенных на рис. 4.36–4.36 и 4.40–4.43.

Жесткость фиксирующих опор, в которых подшипники расположены по вариантам, представленным на рис. 4.44, б, г, е, з, выше, чем опор с расположением подшипников по вариантам рис. 4.44, а, в, д, ж.

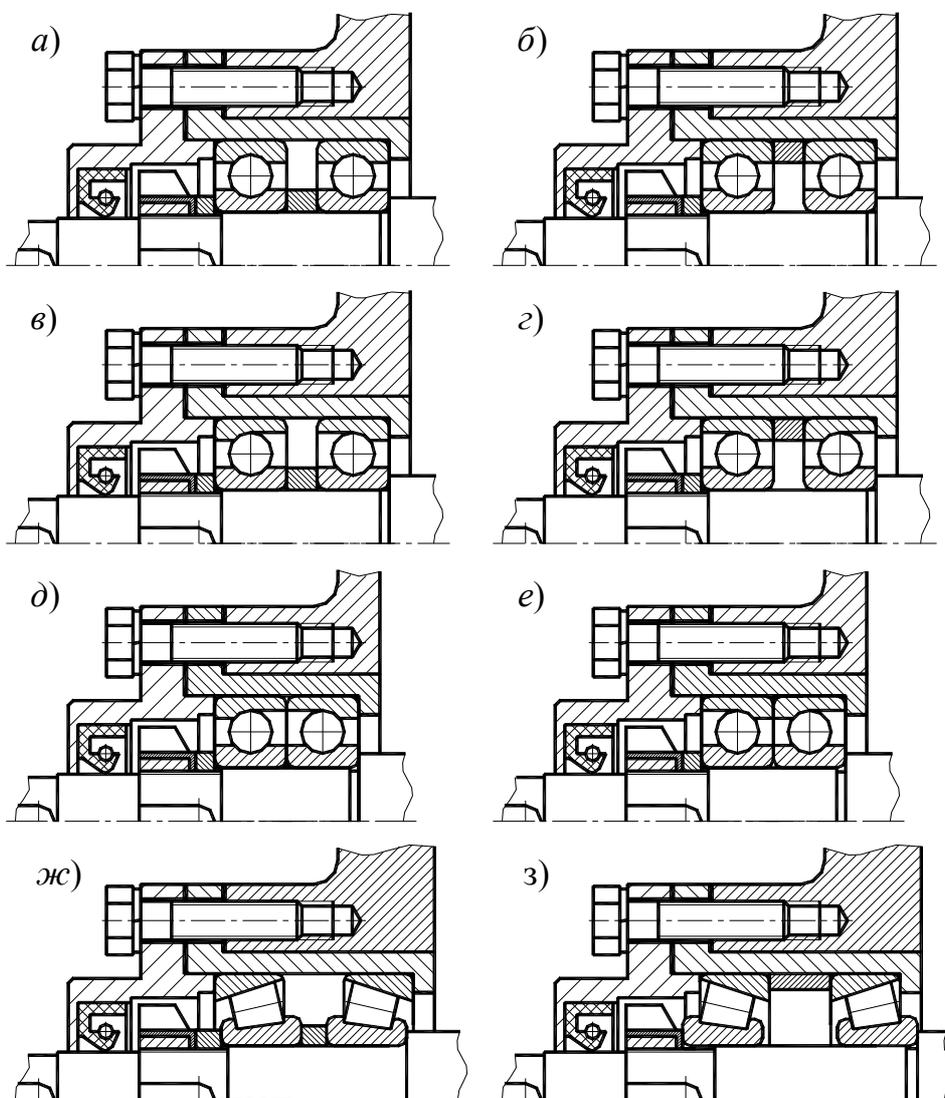


Рис. 4.44

4.4.2.4.3.2. Регулирование подшипников в фиксирующей опоре

В некоторых типах подшипников (в радиальных и радиально-упорных шариковых, в радиальных сферических шариковых и роликовых) зазоры между кольцами и телами качения заложены в конструкции подшипников. В других подшипниках (в конических роликовых) зазоры образуются при сборке изделия. Наличие зазоров в подшипниках обеспечивает легкое вращение вала, улучшает распределение нагрузки между телами качения, повышая несущую способность подшипника, но уменьшает жесткость опор и точность вращения вала.

В подшипнике различают *радиальный* и *осевой* зазоры, взаимосвязанные между собой. При конструировании подшипникового узла предусматривают различные способы создания в подшипниках зазоров оптимальной величины, а при необходимости и создание предварительного натяга. Зазоры в подшипниках создают и изменяют при сборке изделия чаще всего *осевым смещением* колец. Регулирование радиальных или радиально-упорных подшипников фиксирующей (на рисунке – левой) опоры по схеме на рис. 4.33 может производиться осевым перемещением *наружных* или *внутренних* колец.

4.4.2.4.3.2.1. Регулирование подшипников осевым перемещением наружных колец

На рис. 4.44, *а, в, ж* показано регулирование набором прокладок, устанавливаемых под фланец крышки подшипников. Для этой цели применяют набор тонких (толщиной (0,05–0,1) мм) металлических прокладок.

Регулирование подшипников можно производить винтом-крышкой, вворачиваемой в корпус (рис. 4.45). В этом случае точность базирования подшипника оказывается пониженной.

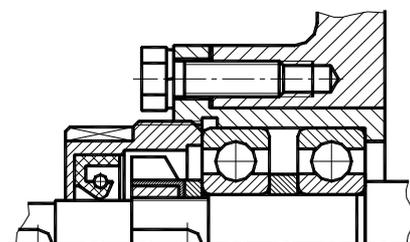


Рис. 4.45

4.4.2.4.3.2.2. Регулирование подшипников осевым перемещением внутренних колец

На рис. 4.44, *б, г, з* регулирование подшипников производят шлицевой гайкой. После создания в подшипниках требуемого зазора шлицевую гайку стопорят многолапчатой шайбой. Для этого гайку необходимо установить так, чтобы паз на ней совпал по расположению с одним из отгибных выступов-лапок стопорной шайбы.

4.4.2.4.4. Плавающая опора

В *плавающих* опорах (правая опора на рис. 4.33) применяют типы подшипников, представленные на рис. 4.46.

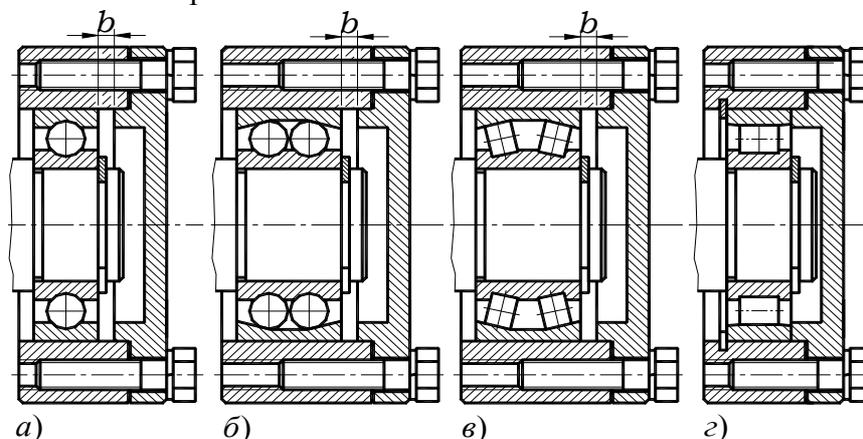


Рис. 4.46

Между торцами наружного кольца подшипника и крышки в плавающих опорах предусматривают зазор b .

Величину зазора в опорах, выполненных по рис. 4.46, $a, б, в$, принимают равной:

$$b \geq 0,01l, \quad (4.64)$$

где l – расстояние между торцами колец подшипников опор, мм.

Для крепления колец подшипников на валах или в корпусных деталях можно использовать приемы, которые были приведены на рис. 4.40–4.43.

4.4.2.4.5. Опоры по схеме «в распор»

4.4.2.4.5.1. Конструкции опор

При осевом фиксировании валов по рис. 4.34 обе опоры конструируют одинаково. На рис. 4.47 приведены примеры конструктивного оформления одной опоры вала. Другую опору выполняют аналогично.

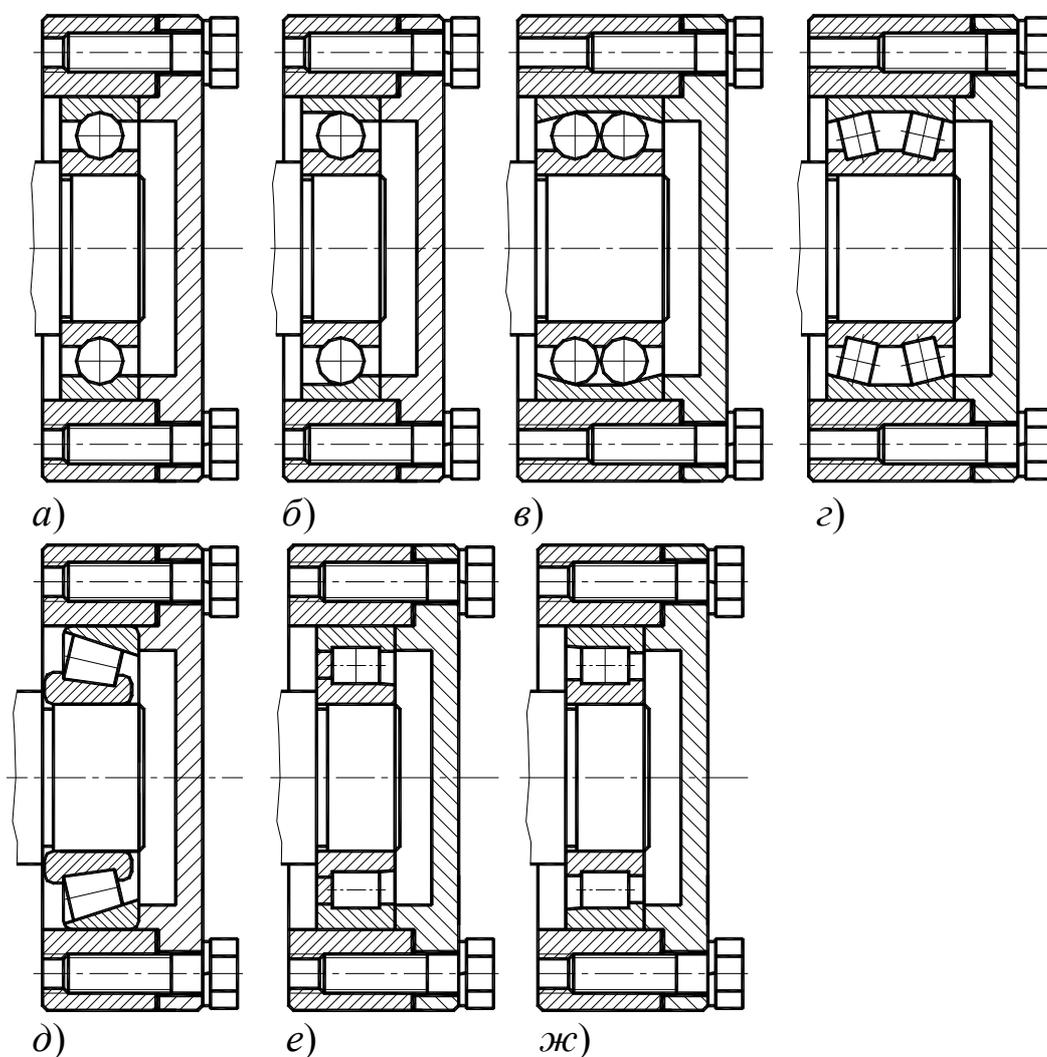


Рис. 4.47

4.4.2.4.5.2. Регулирование подшипников

Регулирование подшипников производят осевым перемещением наружных колец.

На рис. 4.48 показано регулирование набором тонких металлических прокладок (1), устанавливаемых под фланцы *приворачиваемых* крышек подшипников.

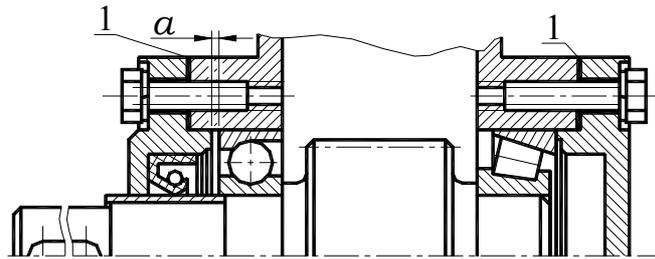


Рис. 4.48

Для регулировки подшипников набор прокладок можно устанавливать под фланец одной из крышек.

Если дополнительно требуется регулировать осевое положение вала, общий набор прокладок разделяют на два, а затем каждый из них устанавливают под фланец соответствующей крышки. Регулирование набором металлических прокладок обеспечивает достаточно высокую точность и применяется как при установке радиальных, так и радиально-упорных подшипников.

При установке *радиальных* шарикоподшипников между торцом наружного кольца подшипника и торцом крышки подшипника оставляют зазор для компенсации тепловых деформаций $a = 0,2-0,5$ мм (рис. 4.48). Этот зазор на чертежах *сборочных* единиц, ввиду его малости, не показывают.

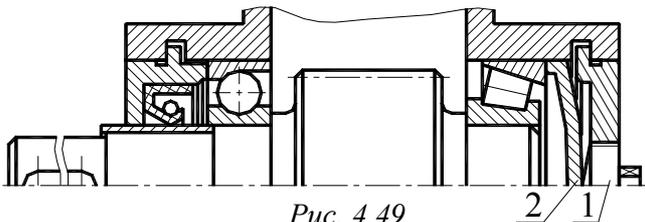


Рис. 4.49

Регулирование радиально-упорных подшипников при применении *закладных* крышек производят только по рис. 4.49, воздействуя резьбовым винтом (1) с мелким шагом на самоустанавливающуюся шайбу (2).

4.4.2.4.6. Опоры по схеме «в растяжку»

4.4.2.4.6.1. Конструкции опор

При осевом фиксировании валов по рис. 4.35 обе опоры конструируют одинаково.

На рис. 4.50 приведены примеры конструктивного оформления одной опоры вала, другую опору выполняют аналогично.

Осевая фиксация вала осуществляется заплечиками корпуса, в которые упираются торцы наружных колец подшипников.

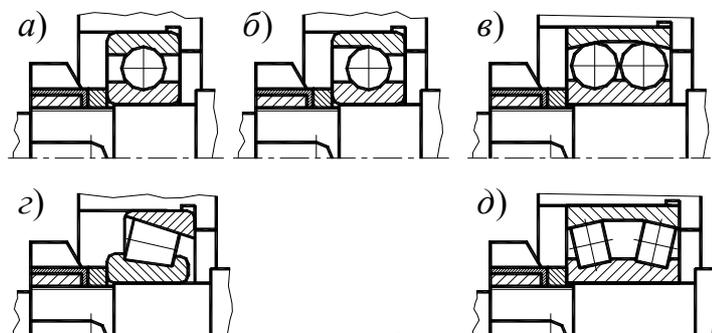


Рис. 4.50

4.4.2.4.6.2. Регулирование подшипников

Регулирование подшипников производят осевым перемещением внутренних колец по валу посредством гаек.

Для регулировки подшипников достаточно одной гайки на одном из концов вала (рис. 4.51).

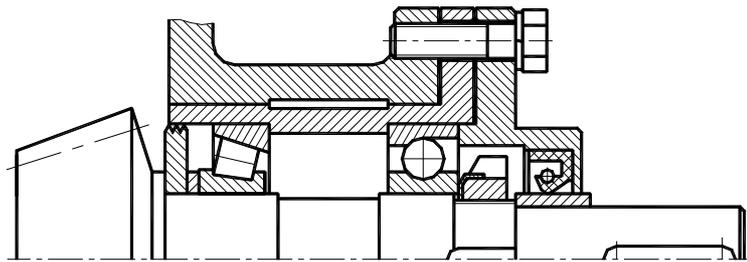


Рис. 4.51

Если дополнительно требуется регулировать осевое положение вала, гайки предусматривают на обоих его концах (рис. 4.52).

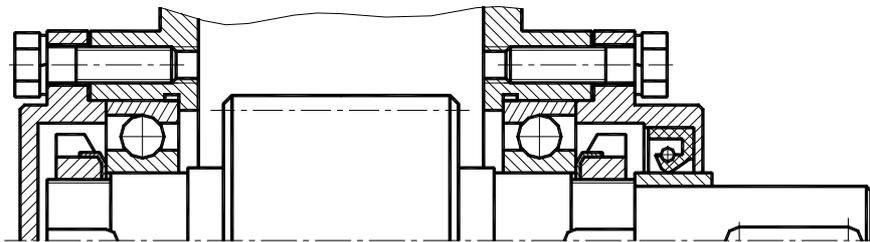


Рис. 4.52

4.4.2.4.7. Опоры валов конических шестерен

Наиболее часто в конических передачах используют консольное закрепление вала-шестерни. Конструкция узла в этом случае получается простой, компактной и удобной при сборке и при регулировке.

Валы конических шестерен в своем большинстве короткие, поэтому температурные осевые деформации не играют большой роли. Расстояния между подшипниками сравнительно малы, а нагрузки, действующие на вал и его опоры, велики. Повышение жесткости узла позволяет уменьшить концентрацию нагрузки при консольном расположении шестерни, а также повысить точность осевого расположения конической шестерни, необходимой для нормальной работы конического зацепления.

В конструкциях узлов конических шестерен часто применяют конические радиально-упорные подшипники, более грузоподъемные и менее дорогие, по сравнению с шариковыми радиально-упорными.

Шариковые радиально-упорные подшипники применяют при относительно высоких частотах вращения ($n > 1500$ об/мин) для снижения потерь в опорах, а также при необходимости высокой точности вращения. Типовые конструкция вала конической шестерни приведены на рис. 4.53–4.55.

Силы, действующие в коническом зацеплении, вызывают появление радиальных реакций опор.

Радиальная реакция считается приложенной к валу в точке пересечения его оси с нормальными, проведенными через середины контактных площадок на кольцах подшипника.

Обозначим:

b – расстояние между точками приложения реакций;

a – величину консоли;

d – диаметр вала в месте установки подшипника.

Конструкция опорного узла с валом конической шестерни, установленным по схеме «врастяжку», представлена на рис. 4.53.

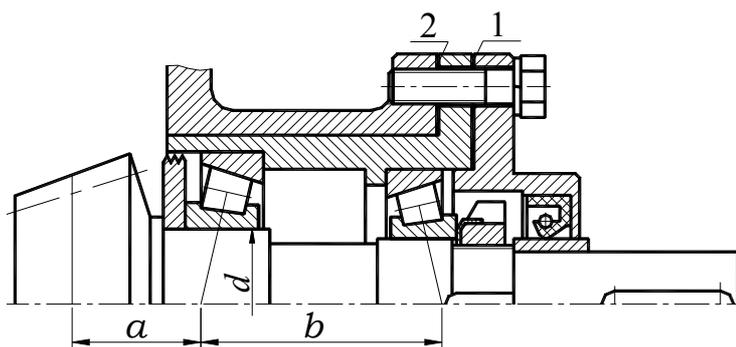


Рис. 4.53

При конструировании по этой схеме рекомендуется выдерживать соотношения:

$$d \geq 1,3a; \quad (4.65)$$

$$\frac{b}{a} = 2 - 2,5. \quad (4.66)$$

Желательно получить расстояние a минимальным для уменьшения изгибающего момента, действующего на вал. После того по выражению (4.66) определяют расстояние b .

Подшипник, расположенный ближе к конической шестерне, нагружен большей радиальной силой и, кроме того, воспринимает и осевую силу. Поэтому этот подшипник имеет больший диаметр отверстия внутреннего кольца по сравнению с правым (по чертежу) подшипником. Узел получается весьма компактным.

В конструкции опорного узла, изображенного на рис. 4.54, для создания необходимой жесткости узла необходимо соблюдать условие:

$$\frac{b}{a} = 2 - 2,5. \quad (4.67)$$

Узел имеет значительные размеры узла в осевом направлении.

В конструкции вала конической шестерни, показанной на рис. 4.55, фиксирующая опора, для удобства регулирования осевого положения шестерни, заключена в стакан.

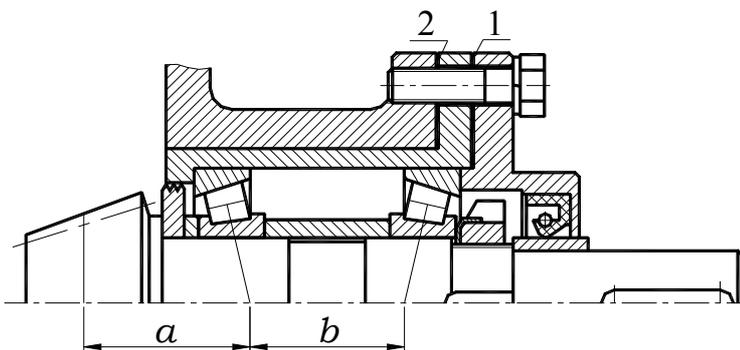


Рис. 4.54

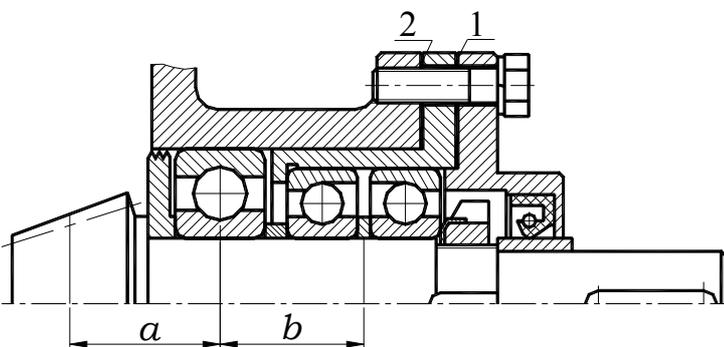


Рис. 4.55

Ближний к шестерне подшипник установлен непосредственно в отверстии корпуса. Это повышает точность радиального положения шестерни.

4.4.2.4.8. Опоры валов-червяков

В подавляющем большинстве случаев, из-за большого количества тепла, выделяющегося в зоне зацепления (вследствие низкого КПД червячных передач), в качестве опор червяка используют комбинацию фиксирующей и плавающей опор (рис. 4.33 и разд. 4.4.2.4.3 и 4.4.2.4.4).

Вследствие большой осевой силы, действующей на вал червяка, в фиксирующей опоре применяют радиально-упорные подшипники: конические роликовые или шариковые с большим углом контакта.

Так как *радиально-упорные однорядные* подшипники воспринимают осевую силу только *одного* направления, то для фиксации вала в *обоих* направлениях в *фиксирующей* опоре необходимо устанавливать *два* таких подшипника.

Шариковые радиально-упорные подшипники применяют при длительной непрерывной работе передачи с целью уменьшения потерь мощности и тепловыделения в опорах, а также для снижения требований к точности изготовления деталей узла. Однако размеры опор, выполненных с применением радиально-упорных шарикоподшипников, вследствие их меньшей грузоподъемности, больше, чем при применении конических роликоподшипников.

Типичный пример конструктивного решения опорных узлов червяка приведен на рис. 4.56.

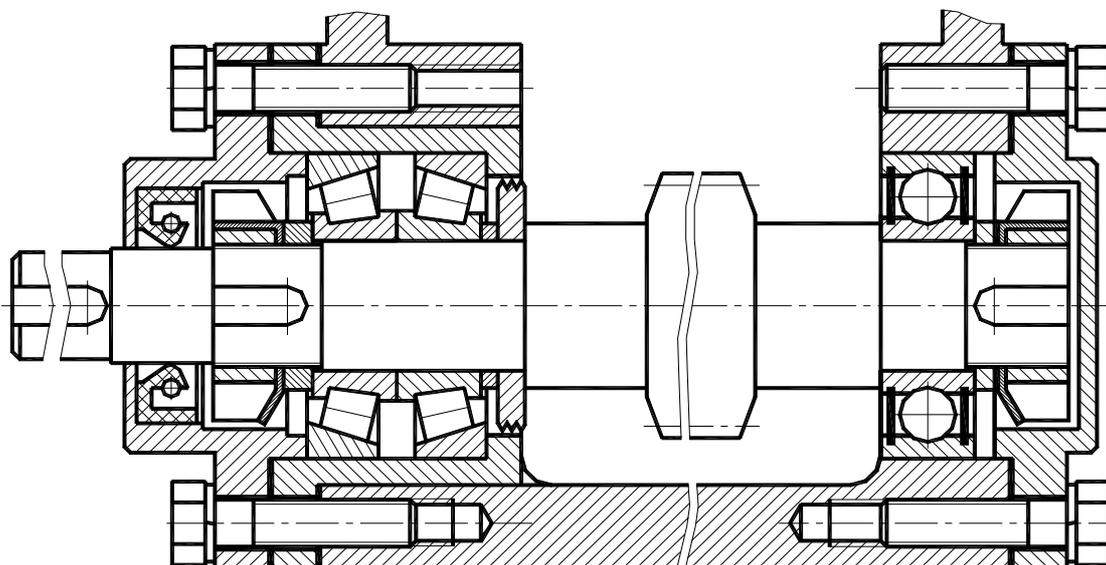


Рис. 4.56

Другие варианты крепления плавающего (правого по рис. 4.56) подшипника приведены на рис. 4.36, 4.37 и 4.38.

4.5. Конструирование стаканов и крышек подшипников

4.5.1. Конструирование стаканов

Конструкция стакана (рис. 4.57) определяется схемой расположения подшипников.

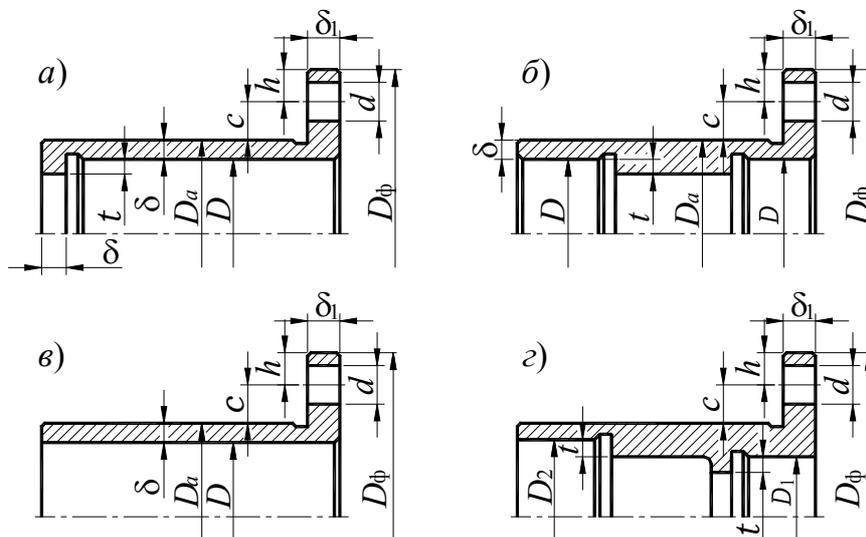


Рис. 4.57

Стаканы обычно выполняют из чугуна марок СЧ15, СЧ18 или из малоуглеродистых сталей типа Ст3, Ст5.

Толщину стенки δ принимают в зависимости от диаметра отверстия D под подшипник.

D , мм	менее 52	52–80	80–120	120–170
δ , мм	4–5	6–8	8–10	10–12,5

Толщина фланца

$$\delta_1 \approx 1,2\delta. \quad (4.68)$$

Высоту упорного буртика t согласовывают с размером фаски наружного кольца подшипника и возможностью его демонтажа винтовым съемником (рис. 4.39).

Диаметр d и число отверстий под болты для крепления стакана к корпусу n назначают в зависимости от диаметра отверстия D под подшипник.

D , мм	40–62	63–95	100–145	150–220
d , мм	6	8	10	12
n	4		6	

$$c \approx d; \quad (4.69)$$

$$h = (1,0 - 1,2)d; \quad (4.70)$$

$$D_{\phi \min} = D_a + (4 - 4,4)d. \quad (4.71)$$

Чтобы обеспечить сопряжение торцов фланца стакана и корпуса по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности стакана перед торцом фланца делают канавку. Профиль канавки на наружной поверхности стакана и размеры ее элементов приведены в табл. П.173.

Такие же канавки выполняют перед буртиками стакана, по торцам которых устанавливаются наружные кольца подшипников.

В стаканах обычно размещают подшипники фиксирующей опоры вала-червяка (рис. 4.56) и опоры вала конической шестерни (рис. 4.53, 4.55).

Стаканы для подшипников вала конической шестерни перемещают при сборке для регулирования осевого положения конической шестерни. В этом случае применяют посадку стакана в корпус – $\frac{H7}{j_s6}$.

Другие стаканы после их установки в корпус остаются неподвижными. Тогда применяют посадки $\frac{H7}{k6}$ или $\frac{H7}{m6}$.

4.5.2. Конструирование крышек подшипников

Крышки подшипников предназначены для фиксации подшипника в корпусе. Различают крышки *приворачиваемые* и *закладные*.

4.5.2.1. Крышки подшипников приворачиваемые

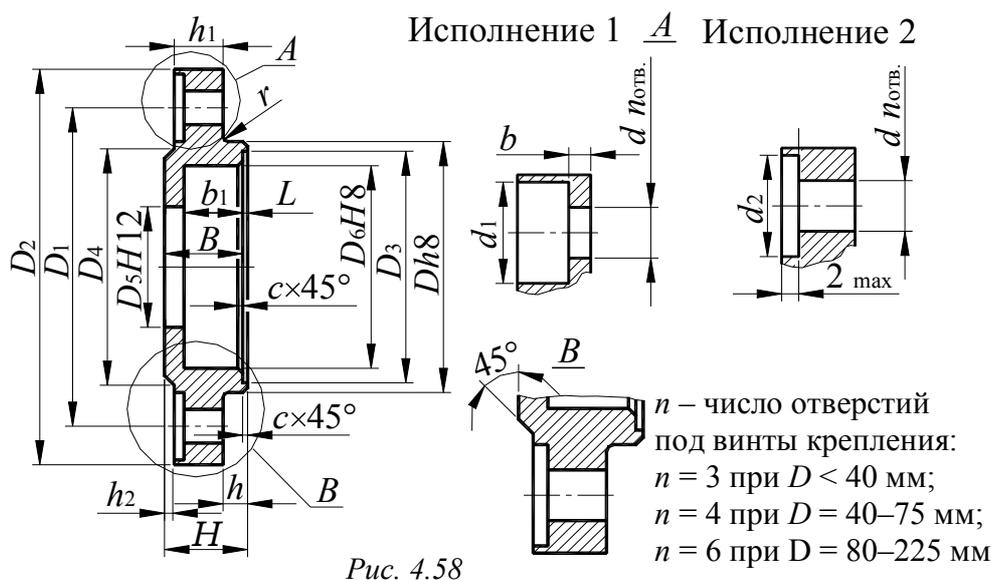
Приворачиваемые крышки стандартизованы.

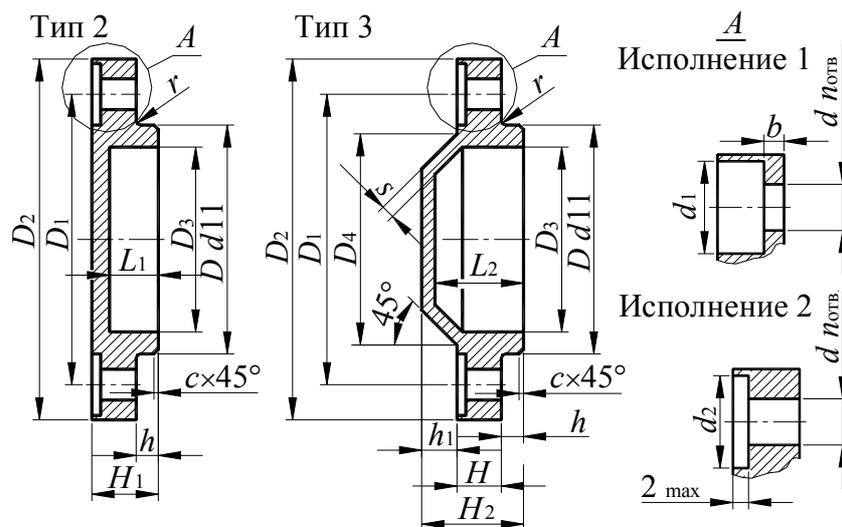
Крышки *торцовые с отверстием для манжетного уплотнения* стандартизованы ГОСТ 18512–73 (табл. П.290; рис. 4.58), а *крышки торцовые глухие* – ГОСТ 18511–73 (табл. П.291; рис. 4.59).

Если нет противопоказаний (например, стандартная крышка не может быть использована при применении стаканов из-за недостаточного диаметра фланца), то при проектировании следует их использовать. При необходимости следует произвести коррекцию конструкции крышки.

При проектировании нестандартных крышек необходимо обратить внимание на следующее. Форма крышки зависит от конструкции опоры вала. Чаще всего торец вала не выступает за пределы подшипника, поэтому в этом случае наружная поверхность крышки выполняется плоской (рис. 4.59, тип 2).

Если торец вала выступает за пределы подшипника, то крышку выполняют по типу 3 (рис. 4.59).





n – число отверстий под винты крепления:
 $n = 3$ при $D < 40$ мм; $n = 4$ при $D = 40–75$ мм;
 $n = 6$ при $D = 80–225$ мм

Рис. 4.59

Крышка базируется по торцу фланца, поэтому к переходу с торцевой поверхности на цилиндрическую поверхность предъявляются достаточно жесткие требования. В стандартных крышках (рис. 4.58, 4.59) на этот переход назначается предельное значение радиуса перехода r . При мелкосерийном и индивидуальном производстве на цилиндрической центрирующей поверхности перед торцом фланца делают канавку шириной b . Размеры и форма канавки приведены в табл. П.173.

Определяющим при конструировании крышки является диаметр D отверстия в корпусе под подшипник.

Ниже приведены рекомендации по выбору толщины фланца δ , диаметра d и числа z винтов крепления крышки к корпусу в зависимости от D .

D , мм	50–62	63–95	100–145	150–220
δ , мм	5	6	7	8
d , мм	6	8	10	12
z	4		6	

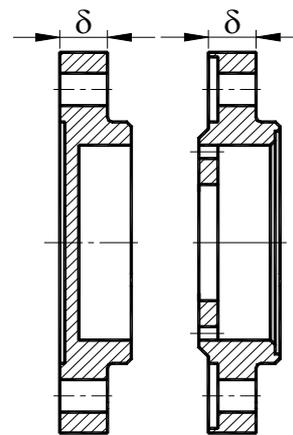


Рис. 4.60 Рис. 4.61

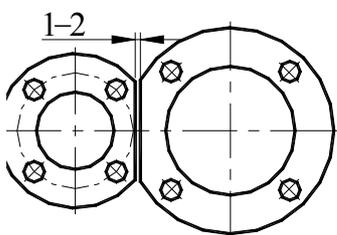


Рис. 4.62

Опорные поверхности под головки крепежных болтов или гаек необходимо чаще всего обрабатывать. Обрабатывают или непосредственно те места, на которые опираются головки винтов (рис. 4.58, 4.59, 4.61), или весь поясok на торце в зоне расположения головок винтов (рис. 4.60).

С точки зрения точности и технологичности изготовления предпочтительнее токарная обработка (рис. 4.60), чем обработка опорных поверхностей на сверлильном станке.

При установке в крышке подшипника манжетного уплотнения предусматривают 2–3 отверстия (3–4) мм для выталкивания изношенной манжеты (рис. 4.61).

При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух крышек подшипников могут перекрывать друг друга. В этом случае у обеих крышек фланцы срезают, оставляя между срезами зазор (1–2) мм (рис. 4.62).

4.5.2.2. Крышки подшипников закладные

На рис. 4.63 показаны основные конструкции закладных крышек: на рис. 4.63, *а*, *б* – глухих; на рис. 4.63, *в* – с отверстием для выходного конца вала; на рис. 4.63, *г* – с резьбовым отверстием под нажимной винт.

Закладные крышки широко применяют в редукторах, имеющих плоскость разъема корпуса по осям валов. Эти крышки не требуют крепления к корпусу резьбовыми деталями. Они удерживаются кольцевым выступом, для которого в корпусе протачивают канавку. Чтобы обеспечить сопряжение торцов выступа крышки и канавки корпуса по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности крышки перед торцом выступа делают канавку шириной b . Размеры канавки на диаметре D принимают по табл. П.173.

Наружный диаметр крышки выполняют с такими отклонениями, при которых в сопряжении с корпусом крышка образует очень малый зазор, препятствующий вытеканию масла из корпуса. Толщину стенки δ принимают в зависимости от диаметра отверстия D под подшипник (см. разд. 4.5.2.1).

Размеры других элементов крышки:

$$\delta_1 = (0,9 - 1,0)\delta; \quad (4.72)$$

$$S = (0,9 - 1,0)\delta; \quad (4.73)$$

$$C \approx 0,5S; \quad (4.74)$$

$$l \approx 2,5b. \quad (4.75)$$

Иногда торец крышки, контактирующий с подшипником, не совпадает с торцом выступа (рис. 4.63, *б*). Чтобы наружная цилиндрическая поверхность этого участка не нарушала точности центрирования крышки, ее диаметр несколько уменьшают.

Обычно крышки изготавливают из чугуна. Однако с целью повышения прочности резьбу закладную крышку с резьбовым отверстием под нажимной винт (рис. 4.63, *г*) изготавливают из стали.

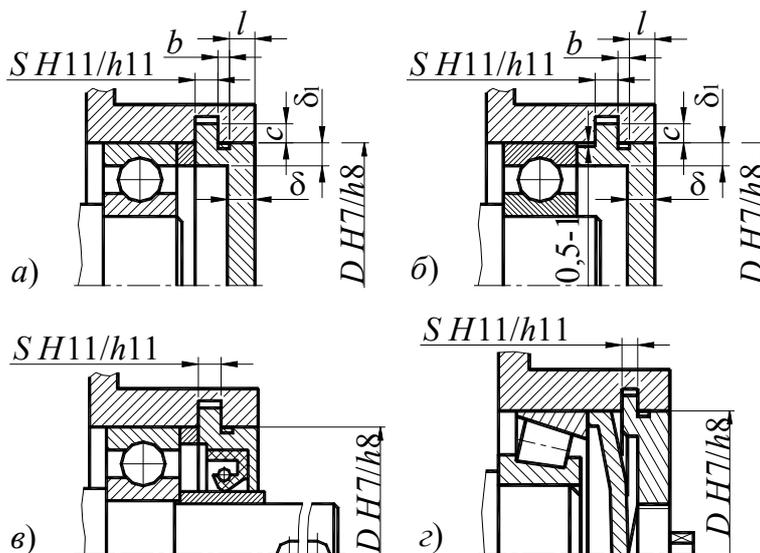


Рис. 4.63

5. ВАЛЫ

5.1. Общие сведения

Валы предназначены для поддержания вращающихся частей машины и для передачи вращающего момента от одной вращающейся детали машины к другой. Валы несут на себе детали механизма, и поэтому, в зависимости от конструкции, работают или *при совместном действии изгиба и кручения*, или *только при кручении*.

Ось является деталью, предназначенной только для поддержания вращающихся частей, и в передаче энергии непосредственно не участвует. Оси, в отличие от валов, не передают вращающего момента, но также являются элементами, несущими на себе те или иные детали. Оси работают *только на изгиб*.

Валы редукторов подразделяют:

- на *входные* (быстроходные);
- *выходные* (тихоходные);
- *промежуточные*.

Валы взаимодействуют с насаженными на них деталями и подшипниками. Фиксацию насаженных деталей от проворота осуществляют шпоночными, зубчатыми (шлицевыми) соединениями и соединениями с гарантированным натягом.

По условиям сборки на одном валу деталей с различными посадками и типами соединений, а также по требованиям к осевой фиксации деталей в подавляющем большинстве случаев принимают *ступенчатую* конструкцию вала (рис. 5.1).

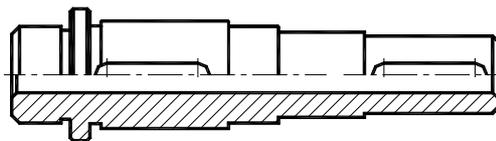


Рис. 5.1

Большинство *входных* валов редукторов выполняют за одно целое с зубчатыми венцами (вал-шестерни, червяки).

Прямые валы и оси в большинстве случаев имеют круглое *сплошное* сечение. В ряде конструкций применяют *полые* валы и оси (рис. 5.1) с целью облегчения конструкции, в тех случаях, когда через них проходят вдоль оси другие детали, для подачи масла и расположения в полости вала деталей управления.

5.2. Материалы валов и осей

Валы и оси в основном изготавливают из сталей (табл. П.1, П.2):

- углеродистых 20, 30, 40, 45, 50;
- легированных 20Х, 40ХН, 30ХГСА, 40ХН2МА, 18Х2Н4МА и др.

Выбор материала определяется конструкцией вала, требованиями к нему, предъявляемыми условиями эксплуатации, необходимым сроком гарантии безотказной работы.

Для улучшения механических характеристик применяют различные виды термообработки, в том числе поверхностное упрочнение для повышения износостойкости.

Выбор материала вала-шестерни (червяков) определяется требованиями к поверхностной твердости и выносливости при изгибе зубьев вала-шестерни (витков червяка).

5.3. Конструирование валов

5.3.1. Ориентировочный расчет диаметра вала

На первом этапе проектирования валов и осей составляют конструктивную и расчетную схемы, определяют действующие нагрузки.

Ориентировочный расчет валов выполняется с целью предварительного определения величин диаметров их выходных концов, посадочных мест под подшипники и зубчатые колеса. На первой стадии проектирования, как правило, геометрия вала определена недостаточно и поэтому расчет ведется только по касательным напряжениям, возникающим при кручении.

Так как при ориентировочном расчете не учитывается влияние изгибающего момента, наличие ослабляющих факторов (шпоночных канавок, колец, переходов и т. д.), то значение $\tau_{кр}$ берется заниженным по сравнению с допускаемыми напряжениями $\tau_{кр}$, приводимыми в справочниках, например в табл. П.2, П.3. Значения $\tau_{кр}$ при ориентировочном расчете для валов из среднеуглеродистых сталей принимаются в пределах от 25 до 35 Н/мм² в зависимости от вида нагрузки и интенсивности изгибающих моментов. Допускаемое напряжение $\tau_{кр}$ при ориентировочном расчете принимают невысоким потому, что необходимо обеспечить достаточную жесткость валов, как условие правильной работы зубчатого зацепления и подшипников.

Ориентировочно минимально допускаемый диаметр круглого вала без учета наличия шпоночных или шлицевых пазов определяют по формуле:

$$d_{\min} \geq 17,23 \sqrt{\frac{T}{\tau_{кр}}}, \quad (5.1)$$

где T – максимальный крутящий момент на валу, Нм; $\tau_{кр}$ – допускаемое касательное напряжение, Н/мм²; d_{\min} – минимально допускаемое значение диаметра вала, мм.

Полученное значение d_{\min} для консольных входных или выходных участков (рис. 5.2) округлить до ближайшего большего стандартного (табл. П.178, П.179), для промежуточных валов (рис. 5.3) – до ближайшего большего стандартного значения внутреннего диаметра подшипника (табл. П.155–П.160).

Для редукторов, соединенных муфтой с электродвигателем, диаметр консольного участка входного вала согласовывают с посадочным диаметром ступицы стандартных муфт.

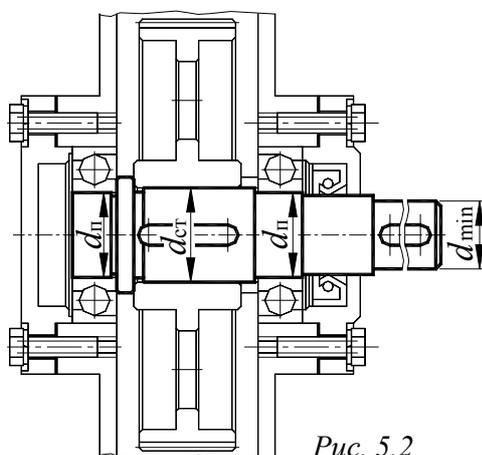


Рис. 5.2

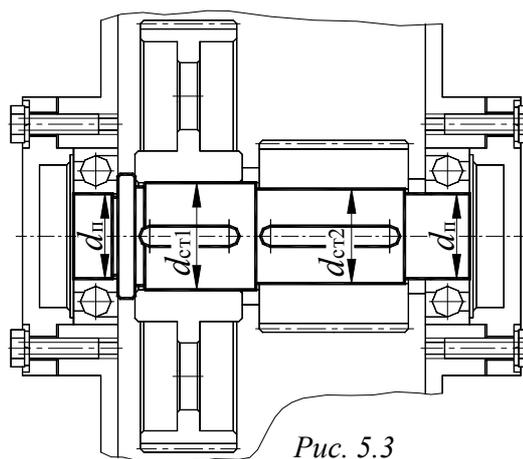


Рис. 5.3

5.3.2. Назначение диаметров вала на различных участках

Исходя из величины d_{\min} , полученной выше, назначают диаметры промежуточных несопряженных участков вала, выбирают номинальные диаметры соединений.

Диаметры цилиндрических *консольных* участков валов округляют до стандартного по ГОСТ 12080–75 (табл. П.178), а *конических* – по ГОСТ 12081–75 (табл. П.179).

Диаметр посадочной шейки подшипника качения $d_{\text{п}}$ предварительно можно определить по формуле:

$$d_{\text{п}} \approx 1,14d, \quad (5.2)$$

где $d_{\text{к}}$ – диаметр выходного консольного участка вала.

Значение $d_{\text{п}}$, полученное по формуле (5.2), округляют в большую сторону до значения диаметра внутреннего кольца выбранного подшипника (табл. П.155–П.160).

Перепад последовательных ступеней диаметров d_i и d_{i+1} валов, необходимый для свободной транспортировки деталей до мест их посадок с натягом, должен назначаться минимальным – (5–10) %, но абсолютную величину перепада не рекомендуется назначать более 10 мм.

Назначенные диаметры отдельных участков округляют до ближайшего значения по ГОСТ 6636–69 из ряда стандартных размеров (табл. П.50).

Переходные участки валов между соседними ступенями разных диаметров выполняют с полукруглой канавкой для выхода шлифовального круга (табл. П.173) или галтелью постоянного радиуса (табл. П.174–П.176).

Для посадки подшипников валы снабжены заплечиками или упорными буртиками (табл. П.172), высота которых должна соответствовать радиусам закруглений на кольцах подшипников и условиям демонтажа подшипников.

Для полностью спроектированного вала уточняют расчетную схему, проводят расчеты на выносливость, статическую прочность и жесткость.

Обоснованность конструктивно назначенных типа и размеров соединений «вал-ступица» должна быть также подтверждена соответствующими проверочными расчетами.

5.3.3. Определение осевых размеров участков вала

Осевые размеры валов и осей выявляют в процессе эскизной компоновки редуктора в соответствии с рекомендациями к определению положения подшипников (разд. 4.4) и ширины зубчатых венцов, определяемых при расчете передачи.

Например, расстояние между опорами червячного колеса принимают равным:

$$L = (0,50 - 0,75) d_2, \quad (5.3)$$

где d_2 – делительный диаметр червячного колеса, а расстояние между опорами консольной шестерни (рис. 5.4):

$$L = (3 - 4) B, \quad (5.4)$$

где B – ширина подшипников качения.

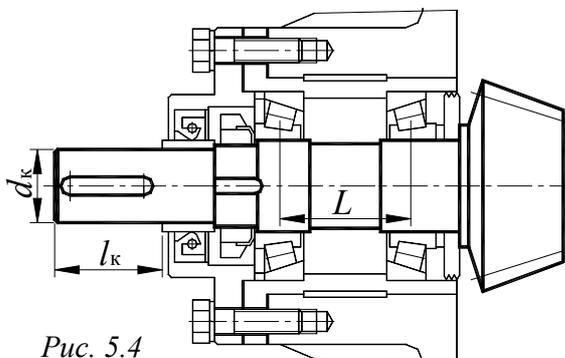


Рис. 5.4

Длина консольного участка вала должна быть согласована с длиной ступицы полумуфты, шкива или звездочки.

Длины консольных входных и выходных участков l_k входного или выходного валов должны быть приняты по табл. П.178, П.179 в зависимости от их диаметров.

5.3.4. Осевая фиксация деталей на валу

Осевое фиксирование деталей, устанавливаемых на вал или ось, обеспечивают упорными буртами, пружинными или разрезными кольцами, гайками и концевыми шайбами.

Деталь, устанавливаемую на цилиндрическом консольном конце вала, доводят до упора в буртик (рис. 5.5). Высоту t буртика принимают по соотношению:

$$t \geq 2f, \quad (5.5)$$

где f – размер фаски детали, (определяется в зависимости от диаметра d вала (рис. 5.5):

$$f = (1,2 - 1,5)r. \quad (5.6)$$

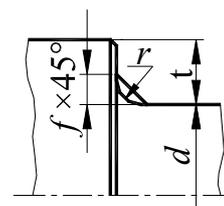


Рис. 5.5

Значения r в формуле (5.6) принимают по табл. П.178.

Изложенную выше методику определения параметров буртика используют при осевой фиксации зубчатых и червячных колес, шкивов ременных передач, звездочек цепных передач и распорных втулок. При отношении длины к диаметру посадочной поверхности $\frac{L}{d} < 0,7$ упорный бурт и принудительный поджим детали к бурту необходимы затем, чтобы избежать ее перекоса относительно вала. Поджим может быть осуществлен к одному упорному бурту всего пакета деталей, дистанционных втулок и подшипников качения, установленных на вал.

В местах перехода от диаметра d_i (без насаженной детали) к большему диаметру d_{i+1} вала предусматривают галтели, величина которых определяется по табл. П.175.

Величину галтели при установке подшипников качения определяем по табл. П.174.

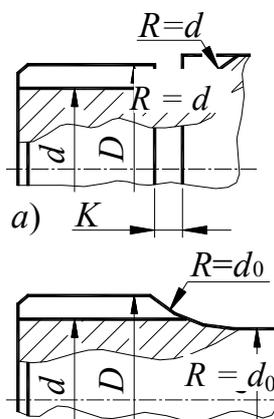
Величину галтели при установке сопряженных с валами втулок определяем по табл. П.176.

При применении шлифования для обработки поверхности участков валов следует предусмотреть канавки для выхода шлифовального круга (табл. П.173).

Для повышения запаса выносливости переходных участков на шлицевых валах выполняют проточку K глубиной до диаметра d шлица (рис. 5.6, а).

В торсионных валах с этой же целью принимают диаметр гладкого участка вала $d_0 = (0,7 - 0,9)d$ (рис. 5.6, б).

Длину участка для выхода шлицевых фрез определяют (рис. 5.6, а) в зависимости от наружного диаметра фрезы $D_{фр}$. Участки выхода фрезы могут распространяться на упорные бурты и шейки валов, предназначенные для размещения подшипников качения. Короткие эвольвентные зубья на консольных участках валов могут быть нарезаны мето-



$$R = 0,5D_{фр}$$

Рис. 5.6

$$R = 0,5D_{фр}$$

дом обкатки на зубодолбежном станке. В этом случае проточка K не только способствует снижению концентрации напряжений, но также необходима для выхода долбяка.

Для осевой фиксации полумуфт, шкивов ременных и звездочек цепных передач могут быть использованы установочные винты. Конический или цилиндрический конец установочного винта, завинченного в ступицу, входит в соответствующую засверловку или проточку на валу и фиксирует ступицу от осевых смещений. Засверловки на валу или шпонке выполняют в процессе сборки.

Коэффициент концентрации напряжений зависит не только от $\frac{r}{d_i}$ (r – радиус галтели, d_i – диаметр вала), но также и от $\frac{d_{i+1}}{d_i}$. При резком перепаде диаметров, а также при малых

радиусах галтелей, создающих значительную концентрацию напряжений, снижение концентрации напряжений на 20–40 % может быть достигнуто с помощью разгружающих канавок. Можно рекомендовать также применение дистанционных колец, при которых надобность в упорных буртах отпадает. Дистанционное кольцо применяют также при несогласованной высоте упорного бурта и колец подшипника качения (рис. 5.7).

На участках вала, предназначенных для посадок с натягом, выполняют скосы и фаски для облегчения монтажа. Размеры скосов и фасок принимают в зависимости от диаметра вала (табл. П.183).

Для снижения концентрации напряжений при достаточно длинной ступице ($\frac{L}{d} < 0,7$) в соединениях с гарантированным натягом без упорных буртов рекомендуют выполнять посадочные диаметры с увеличением на 5 %, по сравнению с соседними участками вала (рис. 5.8, а; табл. П.176).

При уменьшенной длине ступицы применяют разгружающие выточки (рис. 5.8, б) или фасонные ступицы, утончающиеся к концам (рис. 5.8, в). Эти меры позволяют снизить концентрацию напряжений на 15–20 %.

Уменьшение шероховатости поверхностей шлифованием и полированием наиболее напряженных участков (галтелей и других концентраторов) существенно повышает выносливость валов и осей (табл. П.78).

Снижению изнашивания участков валов, сопряженных с уплотнениями, способствует закалка всего вала или местная закалка токами высокой частоты. Закалке подлежат валы, несущие подвижные вдоль оси зубчатые колеса, а также валы часто разбираемых узлов.

Посадки на участке вала, сопрягаемого с подшипниками качения, рассмотрены в разд. 4.4.2.2.

Допуски на биение заплечиков приведены в табл. П.169.

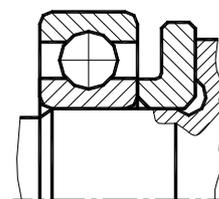


Рис. 5.7

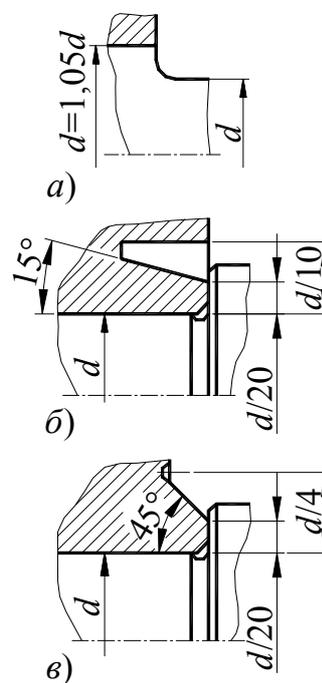


Рис. 5.8

При назначении посадок основных деталей передач на валы следует пользоваться рекомендациями ГОСТов (разд. 2.4.3).

При неодинаковых допусках отверстия и вала больший допуск должен быть у отверстия. Нежелательно, чтобы допуски отверстия и вала отличались более чем на два квалитета.

Рекомендуется применять:

- для посадок с зазором валы с отклонениями d, e, f, g, h ;
- для переходных – j_s, j, k, m, n ;
- для посадок с натягом – p, r, s, t, u .

5.3.5. Конструкции валов

Шпоночные пазы, резьбы под установочные гайки, поперечные сквозные отверстия под штифты или отверстия под установочные винты, канавки, а также резкие изменения сечений вала вызывают концентрацию напряжений, уменьшающих его усталостную прочность. Поэтому, по возможности, следует избегать элементов, вызывающих концентрацию напряжений.

При проектировании вала следует пользоваться рекомендациями, изложенными в разд. 5.3.4.

5.3.5.1. Входные (быстроходные) валы

5.3.5.1.1. Входные (быстроходные) валы-шестерни

Быстроходные валы-шестерни имеют входные концевые участки, участки для установки подшипников и участки, на которых нарезают зубья шестерен цилиндрических или конических зубчатых передач.

Обзор конструкций валов-шестерен приведен в разд. 3.2.3.6 и 3.2.4.5, а валов-червяков – в разд. 3.3.2.6.

Определение диаметров валов в местах установки подшипников и входных консольных участков рассмотрено в разд. 5.3.2.

Зубья *неконсольного* вала-шестерни цилиндрической зубчатой передачи нарезают на среднем участке вала. Диаметр его чаще всего определяется размером d_{61} , величину которого находят из условия надежного контакта торцов вала и внутреннего кольца подшипника. Конструкция вала в этом месте зависит от передаточного числа и величины межосевого расстояния передачи.

При небольших передаточных числах и относительно большом межосевом расстоянии диаметр d_{f1} окружности впадин шестерни больше диаметра d_{61} вала (рис. 5.9, а).

При больших передаточных числах и относительно малом межосевом расстоянии диаметр $d_{f1} < d_{61}$, тогда конструкцию вала выполняют по одному из вариантов, показанных на рис. 5.9, б, в, г, предусматривая участки выхода фрезы, нарезающей зубья. Диаметр D_{ϕ} фрезы принимают в зависимости от модуля m .

$m, \text{ мм}$	2–2,25	2,5–2,75	3–3,75	4–4,5	5–5,5	6–7
$D_{\text{ф}}, \text{ мм}$	90	100	112	125	140	125

Длину участка $l_{\text{ВЫХ}}$ определяют графически.

Иногда наружный диаметр d_{a1} шестерни оказывается меньше диаметра $d_{\delta 1}$. В этих случаях обтачивают вал в средней части по наружному диаметру шестерни (рис. 5.9, б, з). Участок выхода фрезы допускается распространять на торец вала, по которому устанавливается подшипник качения (рис. 5.9, з).

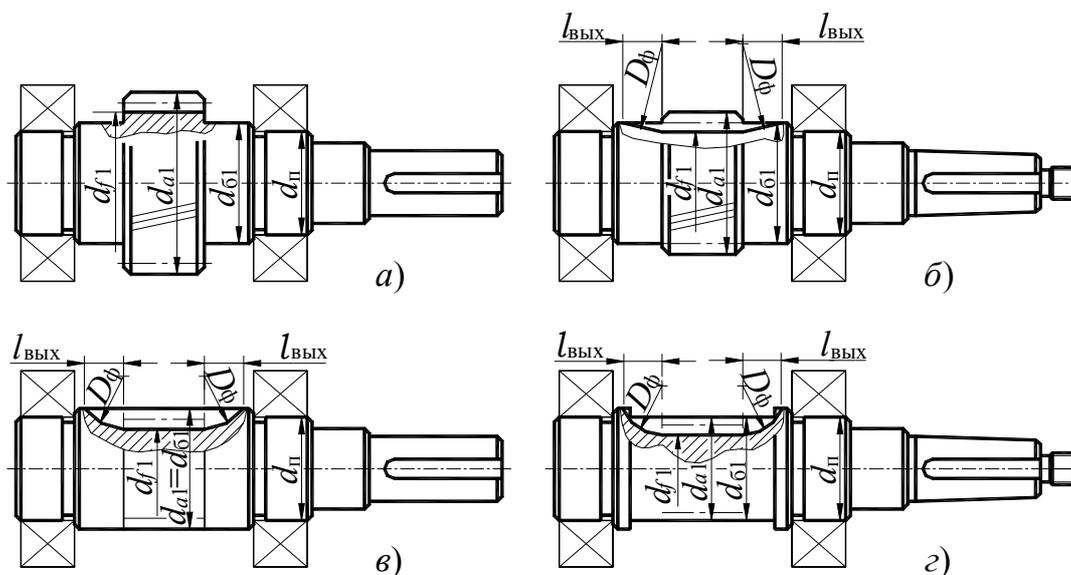


Рис. 5.9

Компоновки узлов вала-шестерни цилиндрической *внутреннего зацепления* и *конической* передач достаточно часто выполняют, располагая шестерню консольно относительно подшипниковых опор (рис. 5.10, 5.11). Регулирование подшипников в этих случаях производят перемещением по валу подшипников:

- перемещением по валу подшипников с помощью круглой шлицевой гайки (3) с последующим ее стопорением многолапчатой шайбой (4) (рис. 5.10);
- изменением суммарной толщины регулировочных прокладок (1) (рис. 5.11).

Изменением суммарной толщины регулировочных прокладок (2) в небольших пределах регулируют осевое положение шестерни, что особенно важно при регулировании *конического зацепления*.

Для выхода резбонарезного инструмента при нарезании резьбы на валу предусматривают канавки, размеры которых приведены в табл. П.113. Основное применение имеют канавки по типу I. Канавки по типу II применяют при малой усталостной прочности вала.

Также на валу выполняют канавку под язычок стопорной шайбы (табл. П.127).

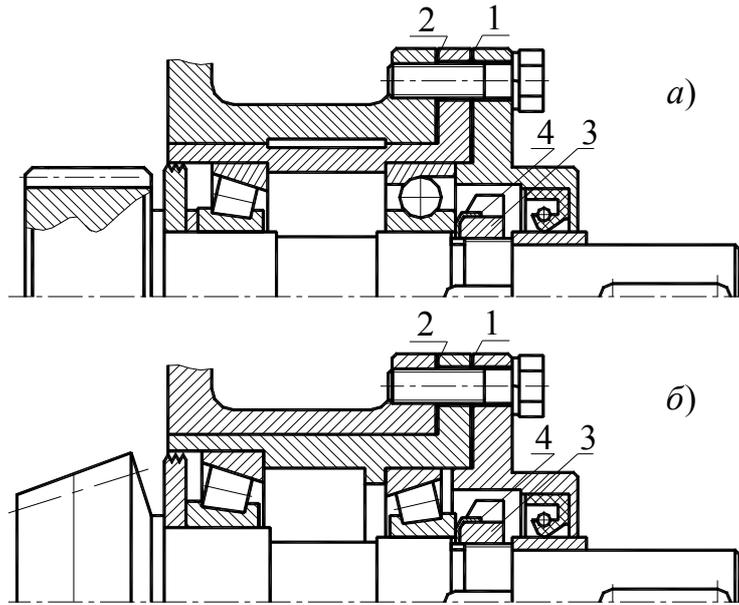


Рис. 5.10

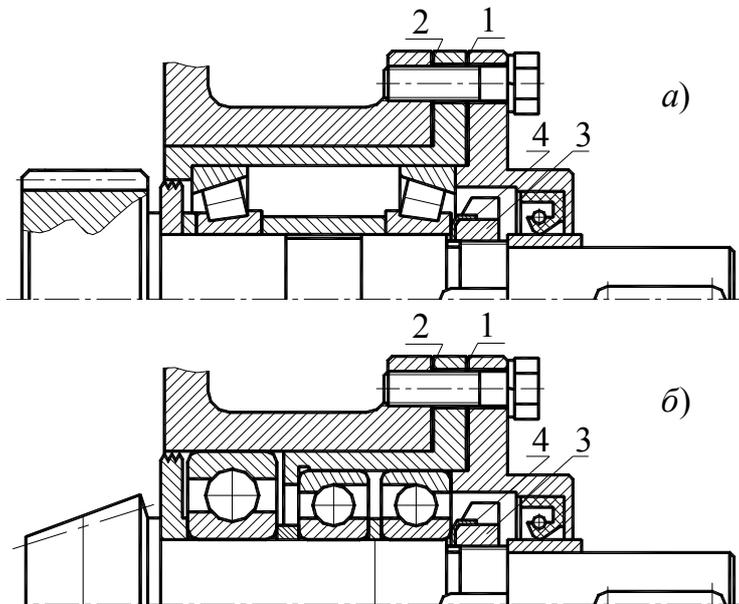


Рис. 5.11

5.3.5.1.2. Входные (быстроходные) валы с насадной шестерней

Компоновки узлов быстроходных валов с насадной шестерней, находящейся между опорами, аналогичны компоновкам тихоходных валов (разд. 5.3.5.2).

Компоновки узлов шестерни конической передач выполняют аналогично схемам, представленным на рис. 5.10, 5.11, вводя дополнительное торцевое крепление шестерни. Другие варианты крепления представлены на рис. 5.12.

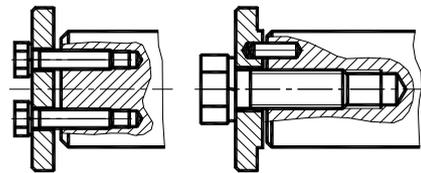


Рис. 5.12

Возможно использование прорезной (корончатой) шестигранной гайки со шплинтом, характеристики которых приведены в табл. П.296. Пример выполнения подобного узла приведен на рис. 5.13.

Компоновка узла вала с *насадной* шестерней *цилиндрической* передачи *внутреннего* зацепления отличается от компоновки узла быстроходного вала с *насадной конической* шестерней тем, что в таких передачах с целью уменьшения консольного вылета тихоходного колеса торцевое крепление шестерни целесообразно компоновать внутри шестерни. Пример выполнения подобного узла приведен на рис. 5.14.

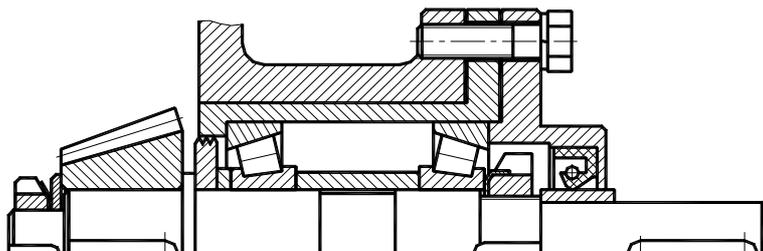


Рис. 5.13

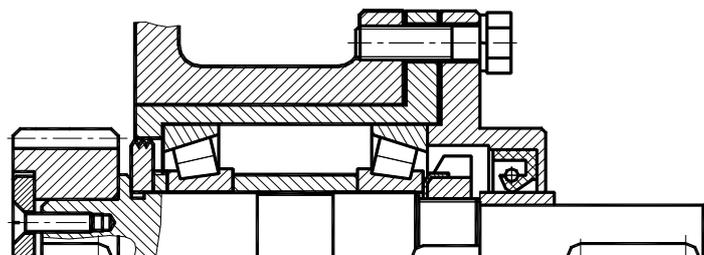


Рис. 5.14

5.3.5.2. Выходные (тихоходные) валы

5.3.5.2.1. Выходные (тихоходные) валы с расположением колеса между подшипниками

Тихоходные валы имеют концевой участок, в средней части вала между подшипниковыми опорами размещают зубчатое колесо.

Типовые конструкции узлов с тихоходными валами представлены на рис. 5.15–5.19.

В сопряжении колеса с валом использована посадка с натягом (рекомендации по посадкам колес см. в разд. 2.4.3.1.3). Подшипники установлены до упора в торцы вала.

Между правым (по схемам) подшипником и колесом установлена дистанционная втулка.

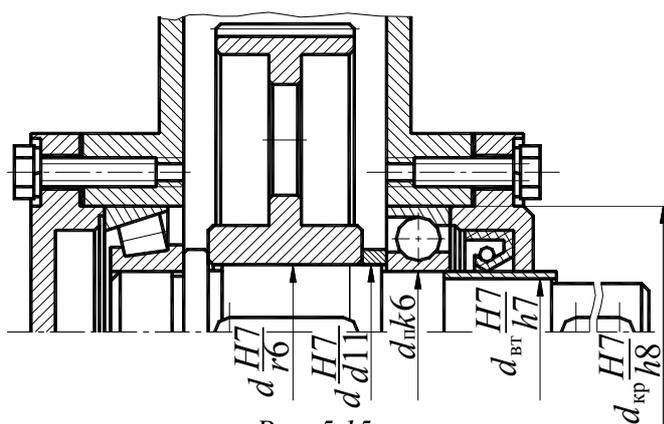


Рис. 5.15

На рис. 5.15–5.17 втулка установлена в соответствии с рекомендациями разд. 4.2.2.4 (рис. 4.6) по диаметру поверхности сопряжения вала с *колесом*.

На рис. 5.18 втулка установлена по диаметру поверхности сопряжения вала с *подшипником*.

Вариант по рис. 5.15–5.17 предпочтительнее по сравнению с вариантом на рис. 5.18, так как в этих случаях центровка колеса относительно вала при его монтаже значительно проще.

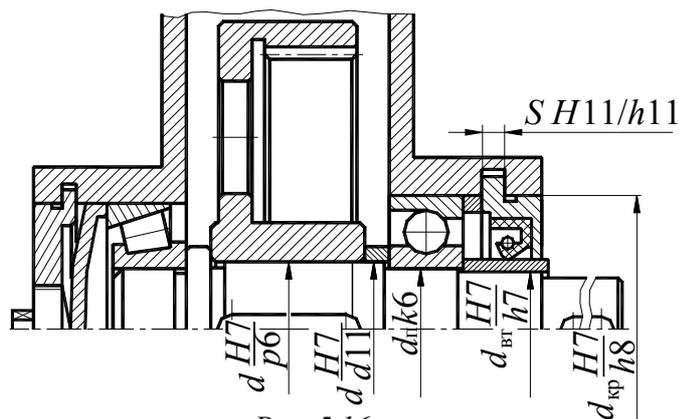


Рис. 5.16

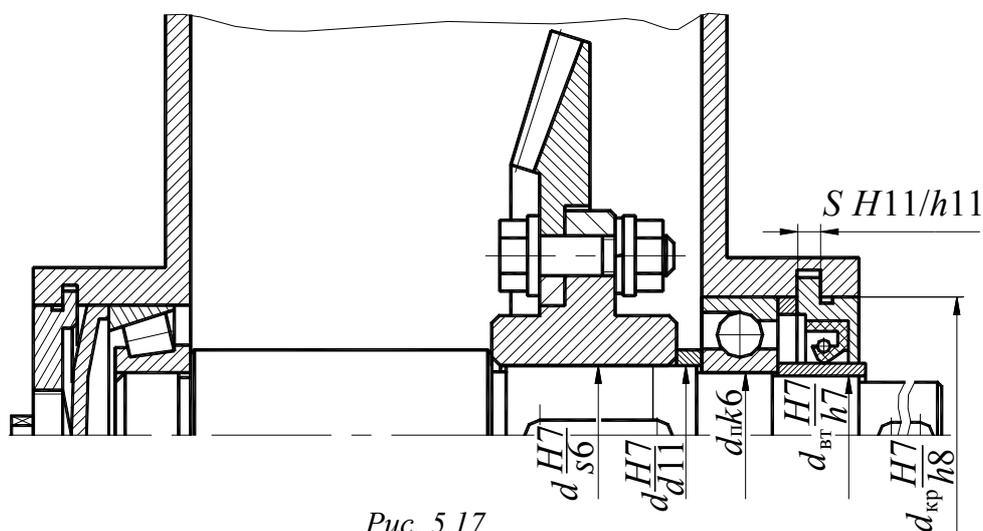


Рис. 5.17

Валы следует конструировать по возможности с минимальным числом уступов. В этом случае достигается существенное сокращение расхода металла на изготовление вала, что особенно важно в условиях крупносерийного производства.

Для повышения технологичности конструкции радиусы галтелей и размеры фасок на одном валу желательнее принимать одинаковыми.

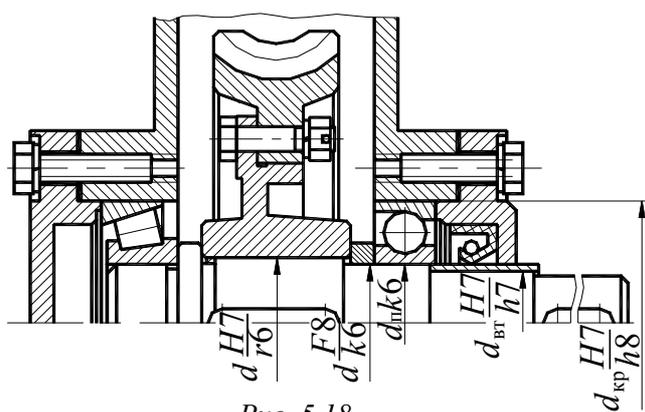


Рис. 5.18

Ширину канавок для выхода инструмента также нужно принимать одинаковой. Если на валу предусмотрено несколько шпоночных пазов, то для удобства фрезерования их располагают на одной образующей вала и выполняют одной ширины, выбранной по меньшему диаметру вала.

Для уменьшения номенклатуры шлицевых фрез и сокращения времени на их перестановку размеры шлицев на разных участках вала принимают одинаковыми.

5.3.5.2.2. Выходные (тихоходные) валы с консольным расположением колеса

В некоторых случаях, например, при применении цилиндрических передач с внутренним зацеплением или конических передач с небольшим значением передаточного числа не представляется возможным использовать схему вала с расположением выходного колеса между опорами. В этом случае приходится использовать консольное расположение колеса.

При конструировании таких узлов можно использовать рекомендации, приведенные в разд. 5.3.5.1.2.

Пример подобной конструкции приведен на рис. 5.19.

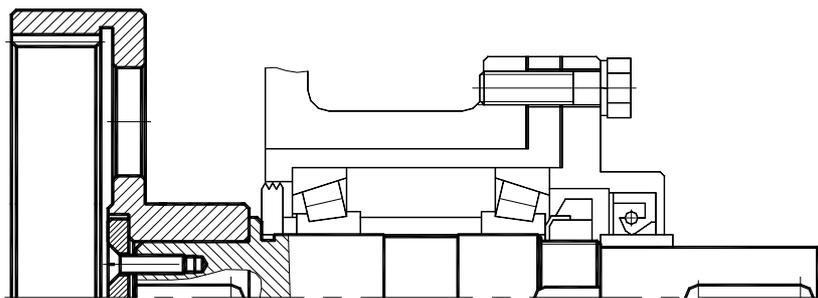


Рис. 5.19

5.3.6. Расчет валов на прочность и сопротивление усталости

5.3.6.1. Общие положения

Режим нагрузки вала задается графиком изменения нагрузки во времени.

Расчетные схемы валов и осей редукторов представляют в виде ступенчатых или гладких балок на шарнирных опорах.

Подшипники, одновременно воспринимающие осевые и радиальные нагрузки, заменяют шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, – шарнирно-подвижными опорами.

Положение шарнирной опоры определяют с учетом угла контакта α подшипника качения (табл. П.155–П.160).

При $\alpha = 0$ для радиальных подшипников положение опоры принимают в *середине* ширины подшипника. Если нагрузки, действующие на вал и приведенные к оси вала, расположены в различных плоскостях, то их следует разложить на составляющие, лежащие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, и в каждой из этих плоскостей определить опорные реакции и внутренние силы.

Составляющие опорных реакций и внутренних сил суммируются геометрически.

Нагрузки, передаваемые валам и осям со стороны насаженных на них деталей, приводят к центру соединения в виде сосредоточенного крутящего момента T , осевой R_z , радиальных сил R_x , R_y и моментов M_x , M_y , действующих в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 5.20).

Для приведения сил к геометрической оси вала распределенную нагрузку в зацеплении заменяют сосредоточенной силой, приложенной в середине зубчатого венца.

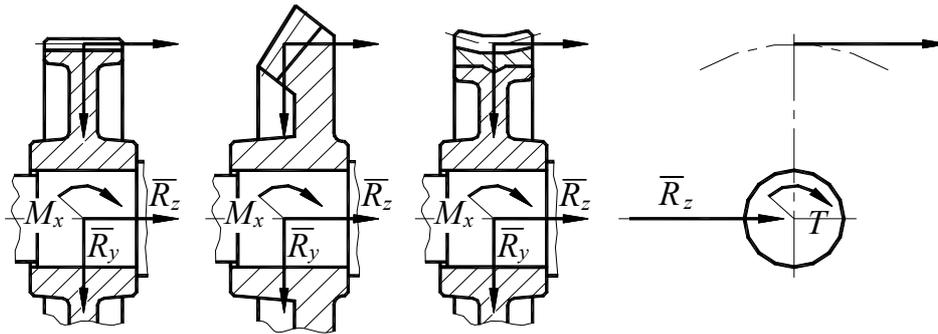


Рис. 5.20

Определение сосредоточенной силы в зацеплении зубчатых передач и ее проекций рассмотрено в разд. 3.

Формулы для определения величин осевых и полярных моментов сопротивления для разных поперечных сечений валов приведены в табл. П.184.

5.3.6.2. Методика построения эпюр изгибающих и крутящих моментов

Рассмотрим методику построения эпюр изгибающих и крутящих моментов, при помощи которых определяются величины изгибающих и крутящих моментов в любом сечении вала, для которого они построены.

Изгибающим моментом в сечении вала (или оси) называют момент внутренних сил, приложенный в этом сечении, который численно равен алгебраической сумме моментов всех внешних сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения.

Принято следующее правило по знакам для изгибающих моментов.

Изгибающий момент в сечении балки считают положительным, если равнодействующий момент внешних сил слева от сечения направлен по часовой стрелке, а справа от сечения – против часовой стрелки. Он изгибает балку выпуклостью вниз. Изгибающий момент считают отрицательным, если он изгибает балку выпуклостью вверх.

Перед построением эпюры изгибающих моментов вал разбивают на участки в осевом направлении, на которых очевидно, что величина момента изменяется монотонно по вполне определенному закону (чаще всего это – прямая пропорциональность длине участка) и определяют значения моментов на границах этого участка. По полученным данным строят график изменения величины изгибающего момента по длине вала, который принято называть *эпюрой* изгибающего момента.

Построение эпюры производится на основе расчетной схемы, изображенной под эскизом чертежа вала (для лучшей наглядности), представляющей собой ось вала, изображенную в виде прямой линии толщиной 1–1,2 мм и длиной, равной длине вала, к которой приложены *все* силы, действующие на вал (как внешние, так и реактивные) на тех же расстояниях друг от друга и от торцов оси, что и на валу, и на тех же расстояниях от оси, что и от оси вала.

При этом следует иметь в виду, что поперечные силы (силы, нормальные к оси вала) как скользящие вектора можно привести к оси вала.

При построении эпюр особое внимание следует обратить на следующее:

1. Уравнения моментов, необходимые при построении эпюры, составляются *относительно рассматриваемого сечения* на основании силовых факторов, действующих *по одну сторону* от данного сечения.

2. При наличии на валу сосредоточенных моментов (например, при действии осевых сил, приложенных на некотором расстоянии от продольной оси вала) появляется мгновенное изменение величины момента на величину сосредоточенного момента, так называемый *скачок*. Этот скачок может быть как положительным, так и отрицательным, в зависимости от знака сосредоточенного момента.

3. *Эпюры изгибающих моментов* строятся в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. При определении величины полного изгибающего момента в каком-либо сечении по вышеуказанным эпюрам определяются их составляющие и суммируются по теореме Пифагора.

При этой следует иметь в виду, что в тех случаях, когда в рассматриваемом сечении эпюра располагается по обе стороны от нулевой линии, то в расчет принимается *большая* величина момента, отсчитанная *от нулевой линии* (рис. 5.21, 5.22).

Для опасного сечения (рис. 5.21) расчетное значение изгибающего момента равно:

$$M = \sqrt{M_{x \max}^2 + M_{y \max}^2} \quad (5.7)$$

Значение M , определенное по формуле (5.7), принимается *положительным*.

4. Для того, чтобы значения M_x и M_y было удобно суммировать, их эпюры рекомендуется строить в одном масштабе.

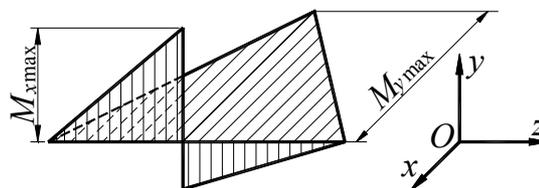


Рис. 5.21

Крутящим моментом в сечении вала (или оси) называют момент от касательных *внутренних* сил, который численно равен алгебраической сумме внешних крутящих моментов, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения.

Для построения *эпюр крутящих моментов* (графика, показывающего изменения крутящего момента по длине вала) общепринятого правила знаков не существует. Для определенности рекомендуется его величину считать *положительной*, если результирующий внешний момент, приложенный к рассматриваемой части вала, будет стремиться вращать её по часовой стрелке (если смотреть на отсечённую часть со стороны сечения), а *отрицательным* – в противном случае.

Построение эпюры крутящих моментов очевидно вытекает из определения крутящего момента.

Для наглядного представления о характере изменения изгибающего момента по длине балки и для нахождения опасных сечений строят эпюры M . Технику построения этой эпюры моментов рассмотрим на следующем примере.

В масштабе вычерчивается чертеж вала с сопряженными с ним деталями (рис. 5.22).

На основании чертежа вычерчивается схема вала со всеми (активными и реактивными) действующими на него силами.

Силы в зацеплении передач определяются на основании расчетов, приведенных в разд. 3.2. В данной задаче силы, действующие со стороны червячного колеса на червяк, определены по материалам разд. 3.2.3.2.3 (табл. 3.34), а величина составляющей силы, действующей на опору ременной передач, – по материалам разд. 3.2.5.3 (табл. 3.43).

Расстояния a , b , c определяются конструктивно с учетом особенностей расчета радиально-упорных подшипников качения, изложенных в разд. 4.4.2.4.7.

Далее расчет производится в следующем порядке.

5.3.6.2.1. Определение составляющих реакций в опорах

Силовую картину рассмотрим отдельно в плоскостях (рис. 5.22):

- вертикальной (yOz);
- горизонтальной (xOz).

5.3.6.2.1.1. Плоскость YOZ

1. Составим уравнение моментов, действующих на вал относительно опоры A , исходя из условия равновесия системы.

Единого правила знаков при решении подобных задач не существует. Здесь и далее при решении подобных задач условимся, для определенности, считать *положительным* момент, действующий *по часовой стрелке*, и *отрицательным* – действующий *против часовой стрелки*.

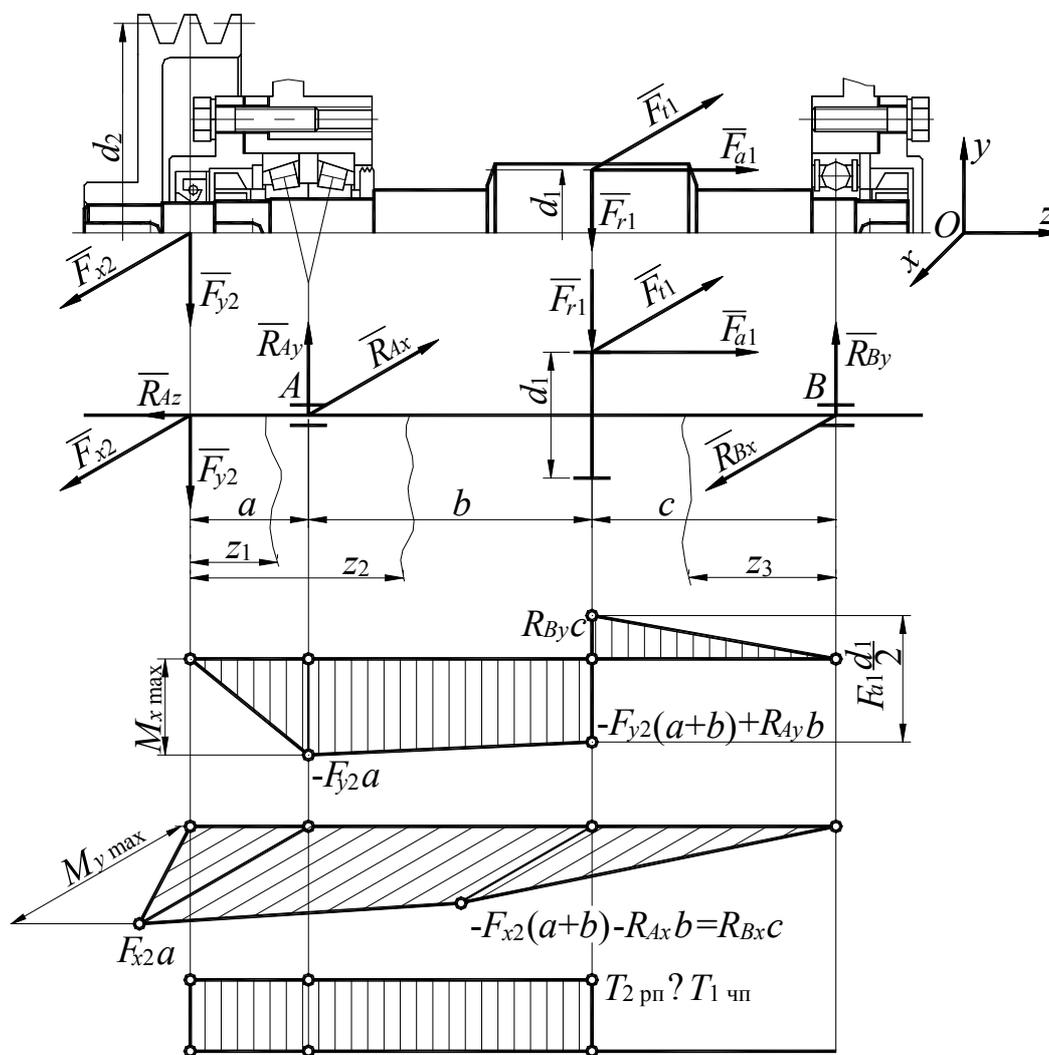


Рис. 5.22

Тогда

$$\Sigma M_A = -F_{y2}a + F_{r1}b + F_{a1} \frac{d_1}{2} - R_{By}(b+c) = 0, \quad (5.8)$$

откуда

$$R_{By} = \frac{-F_{y2}a + F_{r1}b + F_{a1} \frac{d_1}{2}}{b+c}. \quad (5.9)$$

2. Исходя из условия равновесия системы, составим уравнение суммы сил, действующих на вал:

$$\Sigma F_y = -F_{y2} + R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} = 0, \quad (5.10)$$

откуда

$$R_{Ay} = F_{r1} - R_{By} + F_{y2}; \quad (5.11)$$

$$\Sigma F_z = F_{a1} - R_{Az} = 0, \quad (5.12)$$

откуда

$$F_{a1} = R_{Az}. \quad (5.13)$$

5.3.6.2.1.2. Плоскость XOZ

1. Составим уравнение моментов, действующих на вал относительно опоры A, исходя из условия равновесия системы:

$$\Sigma M_A = -F_{x2}a - F_{t1}b + R_{Bx}(b+c) = 0, \quad (5.14)$$

откуда

$$R_{Bx} = \frac{F_{x2}a + F_{t1}b}{b+c}. \quad (5.15)$$

2. Исходя из условия равновесия системы, составим уравнение суммы сил, действующих на вал:

$$\Sigma F_x = F_{x2} - R_{Ax} - F_{t1} + R_{Bx} = 0, \quad (5.16)$$

откуда

$$R_{Ax} = F_{x2} - F_{t1} + R_{Bx}. \quad (5.17)$$

5.3.6.2.2. Построение эпюр изгибающих моментов

Определим изгибающие моменты в сечениях вала, которые численно равны алгебраической сумме изгибающих моментов всех внешних сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения.

5.3.6.2.2.1. Плоскость YOZ

$$\Sigma M_{z1} = -F_{y2}z_1, \quad (5.18)$$

где $0 \leq z_1 \leq a$.

$$\text{При } z_1 = 0 \quad M_{z1} = 0;$$

$$\text{при } z_1 = a \quad M_{z1} = -F_{y2}a;$$

$$\Sigma M_{z2} = -F_{y2}z_2 + R_{Ay}(z_2 - a), \quad (5.19)$$

где $a \leq z_2 \leq a+b$.

При $z_2 = a$ $M_{z_2} = -F_{y2}a$;
 при $z_2 = a + b$ $M_{z_2} = -F_{y2}(a + b) + R_{Ay}b$;

$$\Sigma M_{z_3} = R_{By}z_3, \quad (5.20)$$

где $0 \leq z_3 \leq c$.

При $z_3 = 0$ $M_{z_3} = 0$;
 при $z_3 = a$ $M_{z_3} = R_{By}c$.

По полученным данным строится эпюра M_x .

5.3.6.2.2.2. Плоскость XOZ

$$\Sigma M_{z_1} = -F_{x2}z_1, \quad (5.21)$$

где $0 \leq z_1 \leq a$.

При $z_1 = 0$ $M_{z_1} = 0$;
 при $z_1 = a$ $M_{z_1} = -F_{x2}a$;

$$\Sigma M_{z_2} = F_{x2}z_2 - R_{Ax}(z_2 - a), \quad (5.22)$$

где $a \leq z_2 \leq a + b$.

При $z_2 = a$ $M_{z_2} = F_{x2}a$;
 при $z_2 = a + b$ $M_{z_2} = F_{x2}(a + b) - R_{Ax}b$;

$$\Sigma M_{z_3} = R_{Bx}z_3, \quad (5.23)$$

где $0 \leq z_3 \leq c$.

При $z_3 = 0$ $M_{z_3} = 0$;
 при $z_3 = a$ $M_{z_3} = R_{Bx}c$.

По полученным данным строится эпюра M_y .

5.3.6.2.3. Построение эпюр крутящих моментов

Определим крутящие моменты в сечениях вала, которые численно равны алгебраической сумме крутящих моментов, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения.

$$\Sigma T_{z_1} = T_{2 \text{ рп}}, \quad (5.24)$$

где $0 \leq z_1 \leq a$.

При $z_1 = 0$ $T_{z_1} = T_{z \text{ рп}}$;
 при $z_1 = a$ $T_{z_1} = T_{z \text{ рп}}$;

$$\Sigma T_{z_2} = T_{2 \text{ рп}}, \quad (5.25)$$

где $a \leq z_2 \leq a + b$.

При $z_2 = a$ $T_{z_2} = T_{z \text{ рп}}$;
 при $z_2 = a + b$ $T_{z_2} = T_{z \text{ рп}}$;

$$\Sigma T_{z_3} = 0, \quad (5.26)$$

где $0 \leq z_3 \leq c$.

При $z_3 = 0$ $T_{z_3} = 0$;

при $z_3 = a$ $T_{z_3} = 0$.

По полученным данным строится эпюра T .

Более подробно с построением эпюр крутящих и изгибающих моментов можно ознакомиться, например, в разделе «Сопротивление материалов курса “Механика”».

5.3.6.3. Расчет валов на статическую прочность

Расчет вала на *статическую* прочность сводится к определению *напряжений* и к определению *коэффициента безопасности* и сравнению полученных значений с допускаемыми.

Напряжения в наиболее опасном сечении вала определяют по формуле

$$\sigma = \frac{1000\sqrt{M^2 + T^2}}{W} \leq \sigma_p, \quad (5.27)$$

где M – максимальный изгибающий момент, Нм; T – крутящий момент, подводимый к валу, Нм; W – момент сопротивления, мм³; σ – напряжения в наиболее опасном сечении вала, Н/мм²; σ_p – допускаемые напряжения для материала вала, Н/мм².

Значения моментов сопротивления различных видов сечений приведены в табл. П.184.

$$\sigma_p = \frac{\sigma_T}{S_{T p}}, \quad (5.28)$$

где σ_T – предел текучести материала вала, Н/мм²; значения σ_T приведены в табл. П.2; $S_{T p}$ – допускаемый коэффициент безопасности по пределу текучести.

$$S_{T p} = 1,5 - 2. \quad (5.29)$$

Коэффициент безопасности по пределу текучести определяется по нижеприведенной формуле, и его величина, полученная в результате расчета, сравнивается с допускаемой величиной.

$$S_T = \frac{S_{\sigma_T} S_{\tau_T}}{\sqrt{S_{\sigma_T}^2 + S_{\tau_T}^2}} \geq S_{T p}, \quad (5.30)$$

где

$$S_{\sigma_T} = \frac{\sigma_T W}{1000 M_{\max}}; \quad (5.31)$$

$$S_{\tau_T} = \frac{\tau_T}{1000 \frac{T_{\max}}{W_p} + 1,33 \frac{Q_{\max}}{A}}. \quad (5.32)$$

В формулах (5.31), (5.32):

M_{\max} – наибольшее значение изгибающего момента в рассматриваемом сечении, Нм; T_{\max} – наибольшее значение крутящего момента в рассматриваемом сечении, Нм; Q_{\max} – наибольшее значение перерезывающей силы в рассматриваемом сечении, Н; σ_T , τ_T – предел текучести материала вала по нормальным и касательным напряжениям, Н/мм² (табл. П.2); A – площадь рассматриваемого сечения, мм².

Для большинства редукторных и приводных валов наибольшие кратковременные нагрузки пропорциональны длительно действующим. В этом случае для определения кратковременных нагрузок достаточно умножить значения длительно действующих расчетных усилий на коэффициент пропорциональности, который может быть принят равным отношению пускового момента приводного электродвигателя к номинальному моменту.

5.3.6.4. Расчет валов на выносливость

В нескольких (наиболее опасных) сечениях вала, выбираемых с учетом концентраторов и эпюр моментов, определяют величину *коэффициента безопасности* (коэффициента запаса прочности) на выносливость S и сравнивают ее с допускаемой величиной S_p :

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq S_p; \quad (5.33)$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m}{\varepsilon_\sigma}}; \quad (5.34)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_\tau + \psi_\tau \tau_m}{\varepsilon_\tau}}, \quad (5.35)$$

где S_σ, S_τ – коэффициенты безопасности, соответственно, по нормальным и по касательным напряжениям; σ_{-1}, τ_{-1} – пределов выносливости, соответственно, по нормальным и по касательным напряжениям, Н/мм²; σ_a, τ_a – амплитуда, соответственно, нормальных и касательных напряжений, Н/мм²; σ_m, τ_m – среднее напряжение цикла, соответственно, нормальных и касательных напряжений, Н/мм²; ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла на прочность, соответственно, при изгибе и при кручении.

Величины σ_{-1}, τ_{-1} определяют через величину временного сопротивления σ_B по следующим эмпирическим соотношениям:

для углеродистых сталей:

$$\sigma_{-1} = (0,40 - 0,45) \sigma_B; \quad (5.36)$$

$$\tau_{-1} = 0,55 \sigma_{-1}; \quad (5.37)$$

для легированных сталей:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_B + (70 - 120) \text{ Н / мм}^2; \quad (5.38)$$

$$\tau_{-1} = 0,55 \sigma_{-1}; \quad (5.39)$$

для чугуна:

$$\sigma_{-1} = 0,40 \sigma_B; \quad (5.40)$$

$$\tau_{-1} = 0,65 \sigma_{-1}; \quad (5.41)$$

для цветных металлов:

$$\sigma_{-1} = (0,24 - 0,50) \sigma_B; \quad (5.42)$$

$$\tau_{-1} = 0,55 \sigma_{-1}. \quad (5.43)$$

Механические характеристики σ_B, τ_T материалов приведены в табл. П.2.

Амплитудные и средние значения нормальных и касательных напряжений определяют по зависимостям:

$$\sigma_a = \frac{500(1 - R_\sigma)M}{W}; \quad (5.44)$$

$$\tau_a = \frac{500(1 - R_\tau)T}{W_p}; \quad (5.45)$$

$$\sigma_m = \frac{500(1 + R_\sigma)M}{W}; \quad (5.46)$$

$$\tau_m = \frac{500(1 + R_\tau)T}{W_p}. \quad (5.47)$$

Изгибающий момент равен:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, \quad (5.48)$$

где M_x и M_y – изгибающие моменты во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Величины изгибающих моментов M_x и M_y определяются по эпюрам изгибающих моментов в наиболее опасных сечениях вала.

Влиянием осевых и перерезывающих сил на напряжение обычно пренебрегают.

Для валов и осей назначают коэффициент асимметрии цикла изменения нормальных напряжений

- для *вращающихся* относительно векторов нагрузок

$$R_\sigma = -1; \quad (5.49)$$

- для *невращающихся* относительно векторов нагрузок

$$R_\sigma = 0. \quad (5.50)$$

Обычно принимают:

- для валов *неревверсируемых* передач

$$R_\tau = 0; \quad (5.51)$$

- для валов *реверсируемых* передач

$$R_\tau = -1. \quad (5.52)$$

Коэффициенты асимметрии цикла определяют по формулам:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}; \quad (5.53)$$

$$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}, \quad (5.54)$$

где σ_0, τ_0 – нормальное и касательное напряжения пульсирующего цикла.

Коэффициент ψ_τ в среднем равен:

$$\psi_\tau \approx 0,1. \quad (5.55)$$

Величина ψ_{σ} , в зависимости от материала и его характеристик, принимается равной:

- для углеродистых сталей с временным сопротивлением $\sigma_B = (350 - 550)$ МПа
$$\psi_{\sigma} = 0,15; \quad (5.56)$$

- для углеродистых сталей с временным сопротивлением $\sigma_B = (650 - 750)$ МПа
$$\psi_{\sigma} = 0,20; \quad (5.57)$$

- для легированных сталей
$$\psi_{\sigma} = 0,25. \quad (5.58)$$

Значения K_{σ} , K_{τ} , ϵ_{σ} , ϵ_{τ} приведены в табл. П.185–П.191.

Допускаемый коэффициент безопасности при расчете на выносливость может быть представлен в виде произведения трех составляющих:

$$S_p = S_{p1} S_{p2} S_{p3}, \quad (5.59)$$

где S_{p1} – учитывает степень ответственности детали; S_{p2} – учитывает точность расчетных нагрузок; S_{p3} – учитывает надежность выбранного материала.

Величина S_{p1} выбирается из диапазона 1,3–1,5. Причем большие значения соответствуют большей ответственности детали с точки зрения последствий, вызванных поломкой детали.

Величина S_{p2} принимается в пределах 1,1–1,5 и может быть меньше или больше в зависимости от точности расчета нагрузок.

Коэффициент S_{p3} принимается равным:

- для деталей из *проката* или *поковки*
$$S_{p3} = 1,3;$$
- для *термообработанных* деталей
$$S_{p3} = 1,5.$$

6. СМАЗЫВАНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ

6.1. Смазочные материалы

Смазочные материалы предназначены для уменьшения износа трущихся поверхностей, повышения КПД механизмов и машин, предохранения от коррозии и лучшего отвода теплоты трущейся поверхности.

Наибольшее распространение получили два вида смазочных материалов:

- *жидкие* минеральные масла, которые изготавливают из нефтяных и синтетических масел (табл. П.299);
- *эластичные* смазки (*консистентные* пасты), получаемые сгущением жидких масел (табл. П.300).

Минеральные масла разделяют:

- на *конструкционные* (моторные, трансмиссионные, промышленные, турбинные и др.);
- *технические*, применяемые при обработке металлов.

Основными характеристиками *жидких* смазок являются (табл. П.299):

- кинематическая вязкость;
- температура вспышки;
- температура застывания.

Жидкие смазки, по сравнению с *консистентными* смазками, имеют следующие преимущества: меньший коэффициент трения и большую стабильность свойств; способны проникать в узкие зазоры, обеспечивают лучший отвод теплоты и удаление продуктов износа; допускают смену смазки без разборки механизма. Однако жидкие смазки требуют более сложных уплотнений и регулярного наблюдения за подачей.

Пластичные смазки (табл. П.300) по *температуре каплеотделения* ($t_{ко}$) разделяют:

- на низкоплавкие ($t_{ко} < 65 \text{ }^\circ\text{C}$);
- среднеплавкие ($65 \text{ }^\circ\text{C} \leq t_{ко} \leq 100 \text{ }^\circ\text{C}$);
- тугоплавкие ($t_{ко} > 100 \text{ }^\circ\text{C}$).

Консистентные смазки эффективны при невысоких скоростях, больших давлениях и рабочей температуре пар трения до $120 \text{ }^\circ\text{C}$, а также при переменном режиме работы и длительных перерывах в работе. Они лучше предохраняют детали от коррозии.

С помощью присадок получают *составные* (*компаундированные*) смазки, которые имеют высокую маслянистость, и способны работать при большом перепаде температур.

При выборе смазки необходимо учитывать:

- условия работы пар трения;
- характер и величину нагрузок;
- величину скорости;
- температурный режим;
- специфические требования.

Маловязкие масла применяют при низких температурах и высоких скоростях, и наоборот – чем больше нагрузка и выше температура, тем большую вязкость должно иметь масло.

6.2. Смазывание зубчатых и червячных передач

Для смазывания передач широко применяется *картерная* смазка (рис. 6.1–6.4). В корпус редуктора заливают масло до погружения в него венцов колес. При вращении колес масло разбрызгивается зубьями, попадает на внутренние стенки корпуса и стекает в его нижнюю часть. Внутри корпуса образуется масляный туман, который покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

Картерную смазку применяют при окружной скорости зубчатых колес и червяков до 12 м/с. При более высоких скоростях масло центробежной силой отбрасывается с зубьев и в зацепление поступает недостаточное количество смазки. Кроме того, увеличиваются потери мощности на перемешивание масла.

Принцип назначения сорта масла (разд. 6.1) следующий:

- чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла;
- чем выше контактные давления в зубьях, тем большей вязкостью должно обладать масло.

При выборе сорта масла следует руководствоваться табл. П.299 и П.300.

Рекомендуемый уровень погружения колес цилиндрического редуктора с *горизонтальными* валами в масляную ванну составляет $(2-2,5)t$, минимальный уровень – $(1-1,5)t$. Наибольшая допустимая глубина погружения зависит от окружной скорости вращения колеса. Чем она меньше, тем на большую глубину колесо может быть погружено (рис. 6.1).

При расположении валов в *вертикальной* плоскости погружают в масло шестерню или колесо, расположенные в нижней части корпуса (рис. 6.2).

В *конических* редукторах зубья конического колеса или шестерни должны быть полностью погружены в масляную ванну.

Глубину погружения в масло деталей *червячного* редуктора принимают:

- при нижнем расположении червяка (рис. 6.3):

$$h_M = (0,2 - 0,4)d_1; \quad (6.1)$$

- при верхнем (рис. 6.4):

$$h_M = 2,2t + 0,2d_2. \quad (6.2)$$

Если в *червячной* передаче необходимо уменьшить тепловыделение и потери мощности (например, при высокой частоте вращения червяка и длительной работе

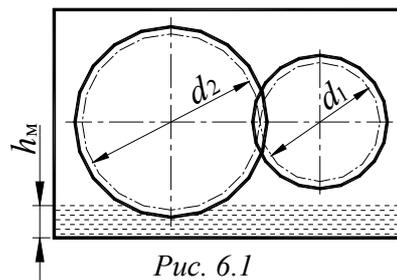


Рис. 6.1

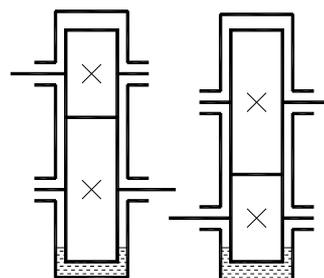


Рис. 6.2

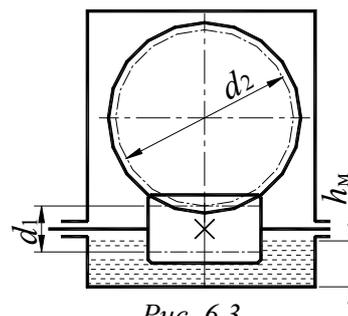


Рис. 6.3

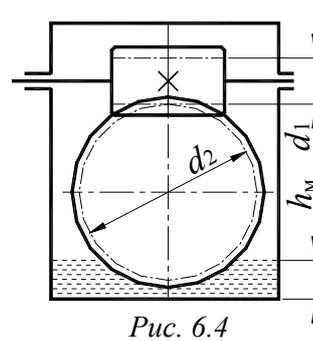


Рис. 6.4

передачи), понижают уровень масла в корпусе. В этом случае для смазывания зацепления на червяке устанавливают разбрызгиватели (1) (рис. 6.5). Масло заливают до центра нижнего тела качения подшипника.

При окружных скоростях более 12 м/с (для цилиндрических, конических передач), более 10 м/с (для червячных передач), а также при малых окружных скоростях (менее 1 м/с) для червячных передач с *нижним* расположением червяка для подачи масла в зону зацепления применяют *циркуляционную* смазку. Масло, находящееся в картере редуктора, подают насосом через очищающий фильтр, ниппель и подводную трубку в зону зацепления.

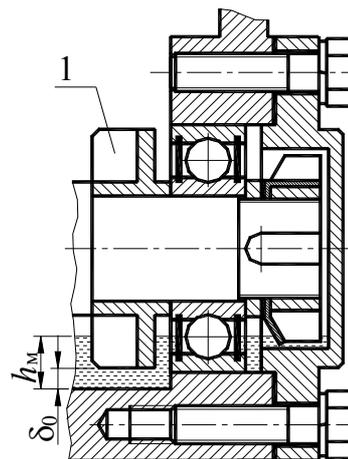


Рис. 6.5

Конструкция ниппеля представлена на рис. 6.6. Трубки крепят к стенкам корпуса скобками.

При малом расходе масла и, следовательно, небольшом давлении в маслопроводе вместо металлических подводных трубок можно применять полихлорвиниловые (или подобные им маслостойкие) трубки. В этом случае конструкцию входного ниппеля следует выполнять аналогично представленной на рис. 6.7.

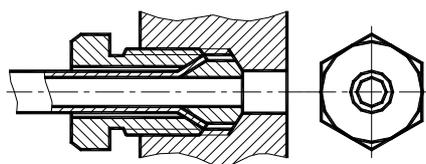


Рис. 6.6

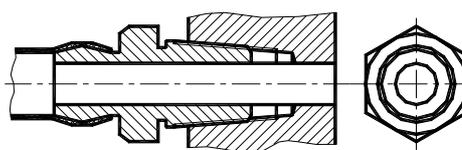


Рис. 6.7

Пример конструкции подачи масла в зону зацепления приведен на рис. 6.8.

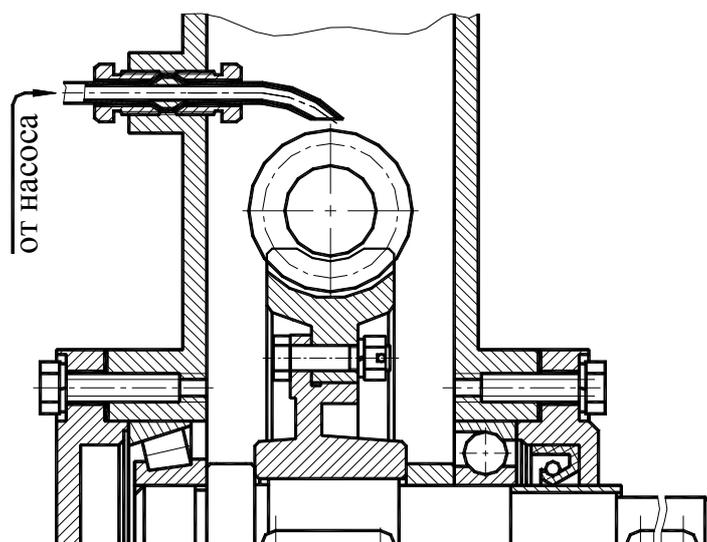


Рис. 6.8

6.3. Смазывание подшипников

Как правило, подшипники смазывают тем же маслом, которым смазываются детали передач.

При *картерной* смазке колес подшипники качения смазываются масляным туманом, образующимся при разбрызгивании масла вращающимися деталями редуктора. При окружной скорости колес v более 1 м/с брызгами масла покрываются все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Масло, стекая по стенкам корпуса, попадает в подшипники.

Во избежание излишнего полива маслом подшипники защищают маслозащитными шайбами (кольцами), устанавливаемыми так, чтобы кольцо выступало внутрь корпуса на 1,0–1,5 мм (рис. 6.9). Такая конструкция используется в случаях, когда на быстроходном валу установлены косозубые или червяк. Наклонные зубья колес или витки червяка нагнетают масло на подшипник, что приводит к излишнему нагреву подшипника.

Эти кольца выполняют и другую функцию – они предохраняют подшипники от вымыва из них консистентной смазки, которая используется при малых скоростях вращения вращающегося кольца подшипника и в тех случаях, когда опора вала расположена на значительном расстоянии от уровня масляной ванны (например, верхняя опора вертикального вала). Подшипники в этом случае смазывают *пластичной* смазкой, которой заполняют свободное пространство внутри опоры между крышкой подшипника и кольцом (рис. 5.10, 5.11, 5.13, 5.14, 6.11).

Пластичную смазку подшипников применяют и при горизонтальном расположении валов, когда частота вращения вала относительно мала, вследствие чего затруднено образование масляного тумана.

Критерием применения последнего способа смазки является условие:

$$dn \leq 3 \times 10^6 \text{ мм} \cdot \text{об/мин}, \quad (6.3)$$

где d – диаметр внутреннего кольца подшипника, мм; n – частота вращения внутреннего кольца подшипника, об/мин.

Для подачи в подшипники пластичного смазочного материала применяют пресс-масленки (рис. 6.10). Масло подают под давлением специальным шприцем. Пример установки пресс-масленки приведен на рис. 6.11.

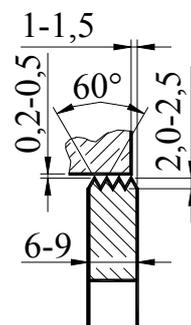


Рис. 6.9

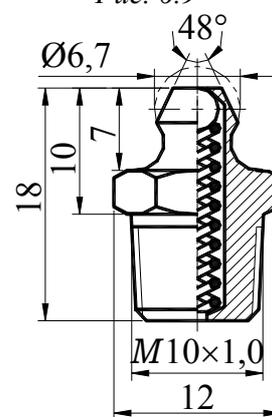


Рис. 6.10

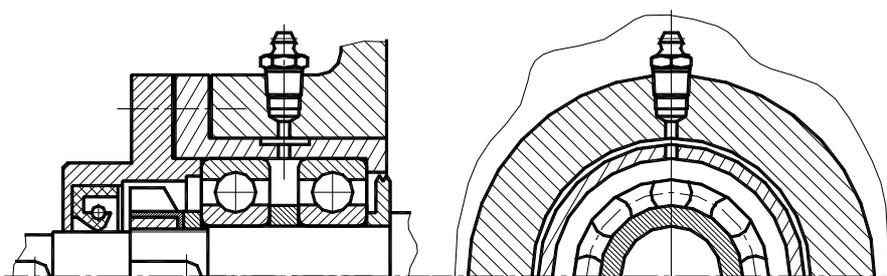


Рис. 6.11

Если доступ масла к подшипникам затруднен (например, в верхней опоре при вертикальном расположении вала), то вместо способа смазывания подшипников консистентной смазкой возможно применение *циркуляционного* способа.

При циркуляционной смазке масло от насоса через очищающий фильтр и ниппель подается в распределительное устройство, от которого по отдельным трубкам подводится к подшипникам.

Циркуляционный способ смазки подшипников применяют для высокоскоростных валов (в этом случае картерная смазка не рекомендуется вследствие больших потерь энергии на перемешивание масла) и при малых частотах вращения валов (в этом случае затруднено образование масляного тумана).

К подшипникам качения масло подводят с *внешней* стороны подшипника, чтобы оно стекало в картер через подшипник (рис. 6.12). Конструкции ниппелей представлены на рис. 6.6 и 6.8.

Нижние опоры вертикальных валов с целью исключения попадания в подшипник абразивных частиц, образующихся при износе передач, обычно изолируют от масляной ванны и смазывают жидким маслом от насоса или пластичным смазочным материалом. В этом случае для исключения попадания жидкой смазки в подшипник из картера устанавливают изолирующий стакан с вертикальными стенками (рис. 6.13).

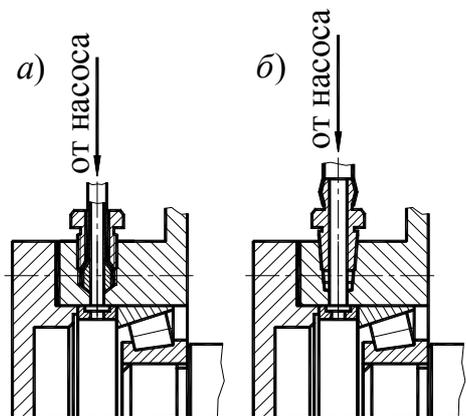


Рис. 6.12

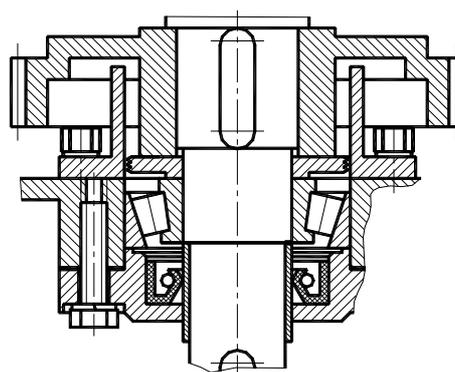


Рис. 6.13

6.4. Уплотнения

Уплотнительное устройство (*уплотнение*) предназначено для разделения сред, предотвращения вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты подшипниковых узлов от попадания в них извне пыли и влаги.

Общими элементами уплотнений различных видов являются:

- уплотняемые поверхности стыка соединения;
- уплотнитель, обеспечивающий герметичность.

Основными факторами, влияющими на работоспособность уплотнения, являются:

- свойства рабочей и окружающей сред;
- режимы работы;
- свойства материалов герметизируемого соединения и уплотнителя;
- допускаемые пределы утечки;
- ресурс;
- общий срок эксплуатации;
- токсичность и химическая агрессивность сред.

Герметизацию *неподвижных* соединений осуществляют преимущественно контактными, реже – диафрагменными уплотнениями и уплотнениями с герметиками, а также точно соприкасающимися (притертыми) поверхностями.

При смазывании подшипников наибольшее распространение получили *манжетные уплотнения* (рис. 6.14; табл. П.300).

Манжета состоит из корпуса (1), изготовленного из бензостойкой резины, каркаса (2), представляющего собой стальное кольцо Г-образного сечения, и браслетной пружины (3). Каркас придает корпусу манжеты жесткость. Браслетная пружина стягивает уплотняющую часть манжеты, вследствие чего образуется рабочая кромка, плотно охватывающая поверхность вала.

Манжеты, предназначенные для работы в засоренной среде, выполняют с дополнительной рабочей кромкой (рис. 6.14, тип 2), называемой «пыльником».

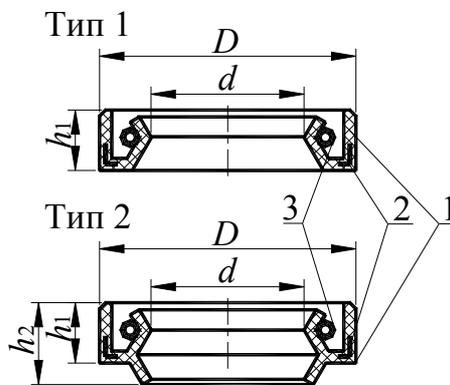


Рис. 6.14

Размеры манжет, материалы каркаса, определяющие рабочую среду и максимальные окружные скорости, приведены в табл. П.300.

Манжету обычно устанавливают открытой стороной внутрь корпуса (рис. 6.15). К рабочей кромке манжеты в этом случае обеспечен хороший доступ смазочного масла.

При высоком уровне масла ставят рядом две манжеты (рис. 6.16).

При запыленной внешней среде также ставят две манжеты или одну с пыльником (рис. 6.17).

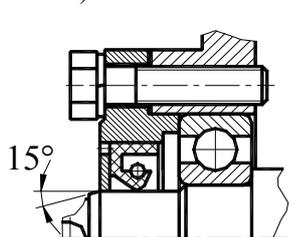


Рис. 6.15

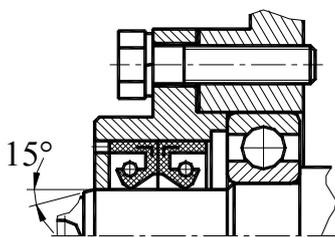


Рис. 6.16

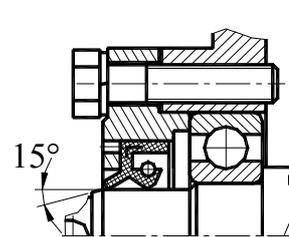


Рис. 6.17

Свободное пространство между манжетами, а также между рабочими кромками манжеты и пыльника заполняют при сборке пластичным смазочным материалом.

6.5. Смазочные устройства

6.5.1. Пробки

В процессе работе передач и подшипников масло постепенно загрязняется продуктами износа, его смазочные свойства ухудшаются. Поэтому масло, залитое в корпус редуктора, периодически меняют. Для этой цели в корпусе предусматривают отверстие для слива масла, закрываемое резьбовой пробкой.

Цилиндрическая резьба, являясь более простой в изготовлении по сравнению с конической, не создает надежного уплотнения. Поэтому под пробку с цилиндрической резьбой ставят уплотняющие прокладки из фибры, алюминия, паронита, маслостойкой резины.

Форма и размеры пробок с *цилиндрической* резьбой и прокладок для них приведены в табл. П.120.

Типовая установка пробки с цилиндрической резьбой приведена на рис. 6.18.

Достаточно часто используют пробки с *конической* резьбой.

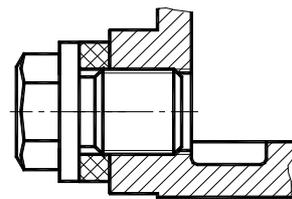


Рис. 6.18

6.5.2. Маслоуказатели и отдушины

Для контроля уровня масла, находящегося в корпусе редуктора, устанавливают маслоуказатели, наиболее распространенными из них являются *фонарные* маслоуказатели, одна из разновидностей которых приведена на рис. 6.19, и *жезловые* маслоуказатели (щупы) – *резьбовой* (рис. 6.20, а), с *резиновой пробкой* (рис. 6.20, б).

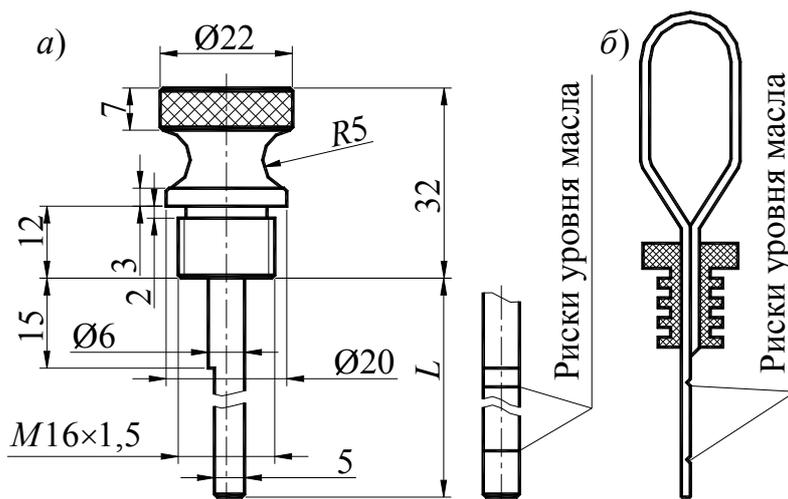
Установку щупов в корпус производят по схемам, представленным на рис. 6.21 и рис. 6.22.

Исполнение по рис. 6.22 вызывает технологические трудности при исполнении корпуса и при сверлении наклонного отверстия. Поэтому более предпочтительна установка щупа по рис. 6.21.

Фонарные маслоуказатели (рис. 6.19) удобны для корпусов, расположенных на расстоянии более 400 мм над уровнем пола.

При длительной работе из-за нагрева масла и масляно-воздушной смеси повышается давление внутри корпуса, что приводит к протеканию масла через уплотнения и стыки. Для стравливания излишнего давления внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой через *отдушины*, которые следует располагать в верхней области корпуса.

Наиболее распространены отдушины, *изо-браженные* на рис. 6.23. Эти отдушины достаточно часто используют в качестве ручек крышек смотровых люков корпусов.



Размер *L* выбирается конструктивно

Рис. 6.20

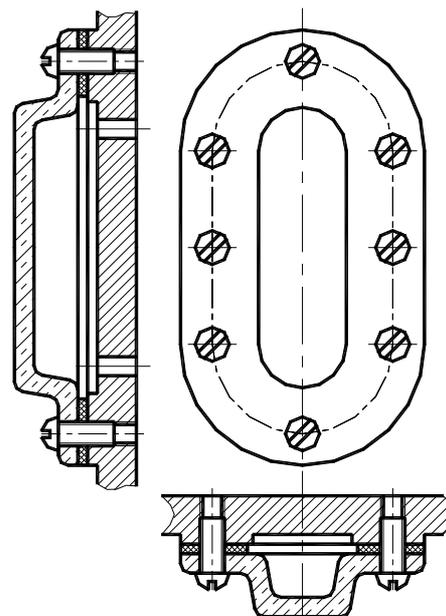


Рис. 6.19

Иногда отдушину конструктивно объединяют с жезловым маслоуказателем. В этом случае жезл маслоуказателя выполняют из трубчатого профиля, в верхней части которого сбоку сверлят стравливающее отверстие диаметром 2–3 мм, через которое внутренняя часть редуктора соединяется с атмосферой (рис. 6.24).

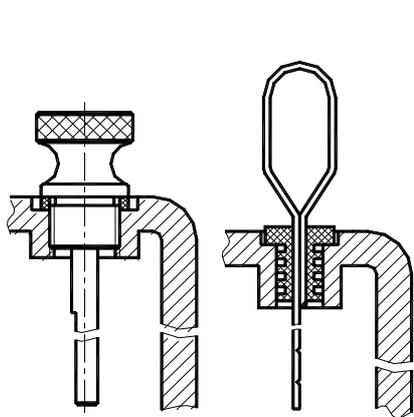


Рис. 6.21

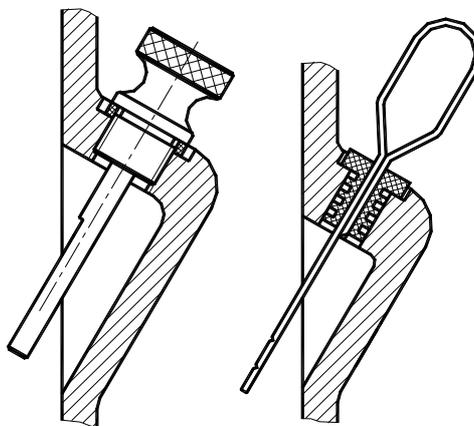


Рис. 6.22

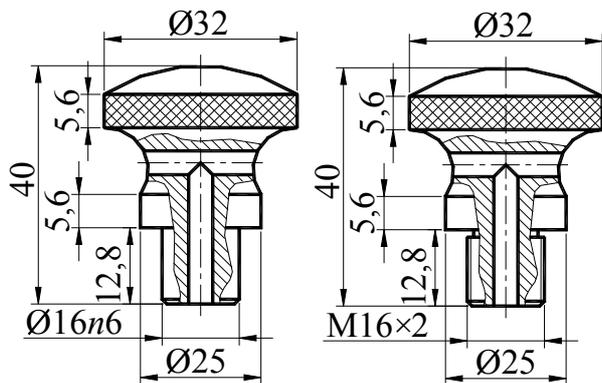


Рис. 6.23

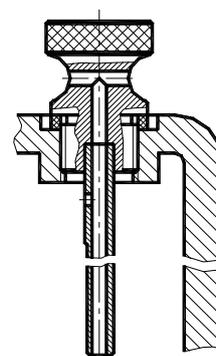


Рис. 6.24

7. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

7.1. Общие сведения

Резьбовые соединения являются наиболее распространенным видом разъемных соединений.

Наибольшее распространение получили стандартные резьбовые детали – болты, винты, шпильки и гайки, имеющие *метрическую* резьбу.

Выбор размеров резьбы и материала резьбовых деталей определяется назначением детали, ее конструктивной формой и расчетом на прочность.

Размеры для стандартных резьбовых соединений выбирают из следующих соотношений (рис. 7.1):

$$\begin{aligned} m &\approx 0,25d; & D &\approx 2d; \\ d_c &= d; & H &\approx 0,8d; \\ H_1 &\approx 0,7d; & S &\approx 1,73d; \\ L &= (0,3 - 0,5)d; & d_1 &= 0,85d. \end{aligned}$$

Приблизительные соотношения для соединений типа *фланцевых*:

$$\text{диаметр болтов:} \quad d \approx (0,7 - 0,8)\delta;$$

расстояние между осями болтов из условия свободной работы ключом:

$$\text{для накладных ключей: } L_{\delta} \geq (5 - 6)d;$$

$$\text{для торцовых ключей: } L_{\delta} \geq (3 - 5)d.$$

Из условия *герметичности* фланцевых соединений:

- при давлении $p \approx (10 - 15)$ МПа $L_{\delta} \approx (3 - 4)d$;
- при давлении $p \approx (0,2 - 10)$ МПа $L_{\delta} \approx (5 - 6)d$.

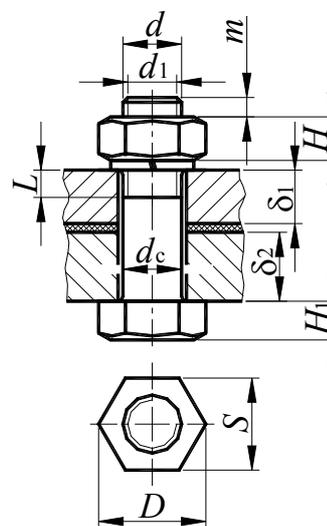


Рис. 7.1

7.2. Изображение резьбы

ГОСТ 2.311–68 устанавливает правила изображения и нанесения условного обозначения резьбы на чертежах.

Резьбу на стержне изображают основными (сплошными толстыми) линиями по наружному диаметру резьбы и сплошными тонкими линиями по внутреннему диаметру (рис. 7.2).

Резьбу в отверстии показывают основными линиями по внутреннему диаметру резьбы и сплошными тонкими линиями по наружному диаметру (рис. 7.3).

На изображениях, получаемых проецированием на плоскость, параллельную оси стержня или отверстия с резьбой, сплошную тонкую линию проводят на всю длину резьбы без сбега.

На изображениях, получаемых проецированием на плоскость, перпендикулярную оси стержня (или отверстия), сплошную тонкую линию проводят по внутреннему диаметру резьбы для стержня (по наружному диаметру резьбы – для отвер-

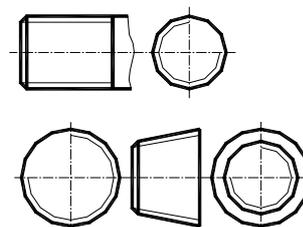


Рис. 7.2

стия) в виде дуги, приблизительно равной 3/4 окружности и разомкнутой в любом месте.

Расстояние от основной линии до тонкой должно быть не менее 0,8 мм и не более величины шага резьбы.

Границу резьбы наносят на стержне и в отверстии в конце полного профиля резьбы (до начала сбега) основной линией.

Проставляя длину резьбы, размер сбега обычно не указывают (рис. 7.4).

Если резьбу показывают как невидимую, приме-

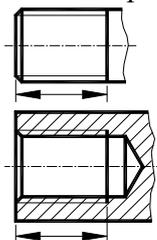


Рис. 7.4

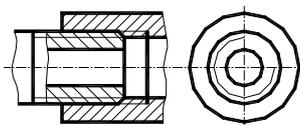


Рис. 7.5

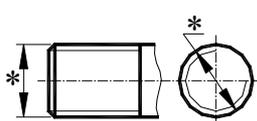


Рис. 7.6

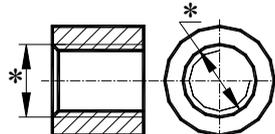


Рис. 7.7

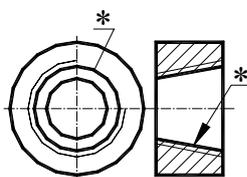


Рис. 7.8

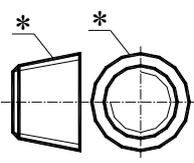


Рис. 7.9

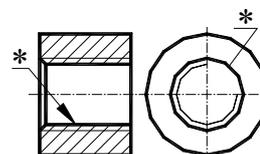


Рис. 7.10

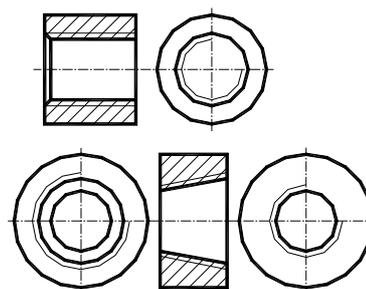


Рис. 7.3

няют штриховые линии одинаковой толщины по наружному и внутреннему диаметрам резьбы.

На резьбах резьбового соединения изображают стержень с резьбой, закрывающий резьбу в отверстии, то есть в продольном разрезе в отверстии показывают только ту часть резьбы, которая не закрыта резьбовым стержнем (рис. 7.5).

Обозначение резьбы относят к ее наружному диаметру (рис. 7.6 и 7.7), кроме конической и трубной цилиндрической резьбы. Обозначение последних наносят, как показано на рис. 7.8–7.10.

На рис. 7.6–7.10: «*» – место нанесения обозначения резьбы.

Условное обозначение резьбового соединения имеет вид: 12×345 ,

где

$$1 - \begin{cases} M & \text{– метрическая;} \\ MK & \text{– метрическая коническая;} \\ Tr & \text{– трапецеидальная;} \\ S & \text{– упорная;} \end{cases}$$

2 – номинальный наружный диаметр, мм;

3 – шаг однозаходной резьбы или ход многозаходной резьбы, мм;

4 – шаг многозаходной резьбы;

5 – направление резьбы.

Для правой метрической резьбы крупного шага элементы (3) и (5) обозначения следует опустить.

Левую резьбу обозначают LH.

Параметры метрических резьб приведены в табл. П.99.

В табл. П.98–П.129 приведены справочные материалы по *параметрам стандартных резьб*, параметрам стандартных резьбовых изделий.

В табл. П.129, П.65–П.66 приведены ряды стандартных размеров под *крепежные отверстия* и предельные отклонения размеров, координирующих оси этих отверстий.

В табл. П.126, П.127 приведены размеры стандартных *шайб* под крепежные детали.

В табл. П.128 приведены параметры *опорных поверхностей* под крепежные детали.

7.3. Механические свойства крепежных деталей

В табл. П.130–П.138 приведены механические свойства крепежных резьбовых деталей и величины разрушающих усилий.

В табл. П.139 приведены величины максимальных усилий затяжки и максимальных моментов затяжки для резьбовых соединений.

7.4. Расчет резьбовых соединений

7.4.1. Допускаемые напряжения и коэффициенты безопасности

Допускаемые напряжения на растяжение:

- для пластичных материалов:

$$\sigma_p = \frac{\sigma_T}{S_T}; \quad (7.1)$$

- для хрупких материалов:

$$\sigma_p = \frac{\sigma_B}{S_B}, \quad (7.2)$$

где S_T , S_B – коэффициенты безопасности по статической прочности.

Ориентировочные значения коэффициентов запаса прочности для болтов, винтов и шпилек при расчете на разрыв в соединениях с неконтролируемой затяжкой приведены в табл. П.140.

Для соединений с контролируемой затяжкой:

- при статической нагрузке:

$$S_T = 1,3 - 1,5; \quad (7.3)$$

$$S_B = 1,3 - 1,5; \quad (7.4)$$

- при переменной нагрузке:

– коэффициент безопасности по амплитуде

$$S_a = 2,5 - 4,0; \quad (7.5)$$

– коэффициент безопасности по максимальным напряжениям

$$S_{\max} \geq 1,25. \quad (7.6)$$

Болты соединений, работающих при высоких температурах (для конструкционных сталей $t > 300$ °С и легких сплавов $t > 150$ °С), должны быть проверены по пределам ползучести и длительной прочности.

Значения запасов, соответственно, равны:

$$S_{\text{п}} = 1,4 - 2,5; \quad (7.7)$$

$$S_{\text{д}} = 1,6 - 4,0. \quad (7.8)$$

Значения допускаемых напряжений τ_p и $\sigma_{\text{см}p}$ для болтов, винтов и соединяемых деталей приведены в табл. П.141.

7.4.2. Прочность резьбы гаек и болтов

В качестве крепежных резьб, как правило, используют однозаходную резьбу.

Для *однозаходной* резьбы:

$$S = P, \quad (7.9)$$

где S – ход резьбы; P – шаг резьбы.

Угол подъема резьбы

$$\beta = \text{arctg} \frac{S}{\pi d_2} = \text{arctg} \frac{P}{\pi d_2}, \quad (7.10)$$

где $d_2 = \frac{d + d_1}{2}$;

$$\rho = \text{arctg} \mu_p, \quad (7.11)$$

где ρ – угол трения в резьбе;

$$\mu_p = \frac{\mu'}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (7.12)$$

где μ' – коэффициент трения в резьбе.

Движущая окружная сила равна:

$$F_t = F_a \text{tg}(\beta + \rho), \quad (7.13)$$

где F_a – осевая сила на винте.

Площадь поперечного сечения болта при расчетах на прочность:

$$A_{sp} = \frac{\pi d_p^2}{4}, \quad (7.14)$$

где d_p – расчетный диаметр болта.

$$d_p = d - 0,94P \approx d_1. \quad (7.15)$$

Расчет болта на разрыв:

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} \leq \sigma_p. \quad (7.16)$$

7.4.3. Влияние конструктивных и технологических факторов на прочность резьбовых соединений

Основными конструктивными параметрами, определяющими прочность витков, являются отношение $\frac{d}{P}$ и относительная высота гайки $\frac{H}{d}$ (где d – наружный диаметр резьбы болта; P – шаг резьбы; H – высота гайки).

Приведем влияние относительного шага $\frac{P}{d}$ на прочность резьб в диапазоне применяемых значений: $\frac{P}{d} = 0,02-0,20$.

1. Напряжение разрыва σ_p существенно уменьшается с уменьшением $\frac{P}{d}$ (в 1,5 раза в диапазоне $\frac{P}{d} = 0,2-0,02$), что объясняется увеличением внутреннего диаметра резьбы болта d_1 с уменьшением шага резьбы P .

Увеличение d и P понижает сопротивление усталости резьбовой детали (масштабный эффект). Резьбы диаметром (30–60) мм имеют приблизительно в 2 раза меньшие пределы выносливости, чем резьбы диаметром (6–16) мм.

При *переменных* нагрузках для повышения податливости болта целесообразно уменьшать диаметр стержня болта (шпильки) d_c .

Обычно принимают:

- при переменных нагрузках $\frac{d_c}{d_1} = 0,8-1,05$;
- при статических нагрузках $\frac{d_c}{d_1} = 1,05-1,15$.

2. Напряжения среза слабо уменьшаются с измельчением резьбы в 1,25 раза. При статических и переменных нагрузках можно рекомендовать: $\frac{d}{P} = 10-15$. Не рекомендуется применять резьбу с отношением $\frac{d}{P}$ менее 8.

При *мелкой* резьбе $\frac{d}{P} > 20$ может наступить явление *цепного среза*, когда разрушение витков идет одно за другим и равнопрочности гайки и болта нельзя достичь даже при очень большой высоте гайки. Для гаек из пластмасс цепной срез витков возможен при $\frac{d}{P} > 7$. В целом мелкие резьбы несколько более выгодны по прочности, чем крупные. Однако точное изготовление мелких резьб сложнее, чем крупных, достичь равномерного распределения нагрузки по виткам у них труднее.

3. Напряжения смятия незначительно уменьшаются при уменьшении $\frac{P}{d}$ и при $m = 1$ составляют от 0,3 до 0,45, а при $m = 2$ – от 0,55 до 0,8 напряжений разрыва.

4. Напряжения изгиба падают с уменьшением $\frac{P}{d}$ и при $m = 1$ составляют от 0,25 до 0,3, а при $m = 2$ – от 0,5 до 0,6 напряжений разрыва. При стесненном изгибе (срез) напряжения в основании витков равны $(0,13-0,15)\sigma_p$.

5. При равноценных механических свойствах материала гайки и болта сопротивление усталости резьбы повышается с увеличением высоты гайки до $H = 1,2d$. Дальнейшее увеличение высоты гайки не дает существенного возрастания прочности, так как нагрузка на первый виток изменяется очень мало.

6. Применение гаек с низким модулем упругости приводит к более равномерному распределению нагрузки по виткам.

7. Накатывание резьбы увеличивает усилия среза витков на 4–8 %. Ее можно проводить на всех материалах, имеющих относительное удлинение не ниже 8–10 % и предел прочности не выше 1100 МПа . Сопротивление усталости накатанной/резьбы при правильных режимах накатки и при отсутствии последующей термической обработки на 30 % больше нарезанной резьбы.

7.5. Материалы, применяемые для резьбовых соединений при высоких температурах

При проектировании для резьбовых соединений из конструкционной стали при температуре $t > 300$ °С и для легких сплавов при $t > 150$ ° следует учитывать *ползучесть* и *длительную прочность* материала.

Таблица 7.1

Материалы деталей резьбовых соединений и их максимальные рабочие температуры

Материалы	Рабочие температуры резьбовых соединений, °С, max	Материалы	Рабочие температуры резьбовых соединений, °С, max
Стали		Титановые сплавы	
45	< 300	BT33–1	< 450
30ХГСА	< 400	BT14	< 400, кратковременно до 500
1Х12НГВМФ	< 500		
12Х18Н9Т	< 600	BT16	< 350, кратковременно до 700
Х12Н22ТЗМР	< 700		

При $t > 500$ °С для резьбовых соединений применяют специальные *жаропрочные стали*, например ЭИ643 и др.

При высоких температурах в резьбовых соединениях часто наблюдается *заедание* – после некоторого времени работы гайку не удастся отвернуть или она отвинчивается с большим трудом.

Опасность заедания уменьшается при правильном *подборе материалов* болта и гайки. С этой целью при температурах до 500 °С и незначительных усилиях применяют гайки из латуни, бронзы и перлитного чугуна, а для более нагруженных соединений – гайки из жаропрочных материалов. При этом *материал гайки должен иметь больший коэффициент линейного расширения, чем материал болта*.

Заедание в резьбовых соединениях уменьшается при применении покрытий (медное – до 600 °С и серебряное – до 700 °С).

Кадмирование резьбовых соединений при рабочих температурах свыше 200 °С *недопустимо*, так как кадмий проникает в металл болта и вызывает его разрушение.

8. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

8.1. Общие рекомендации

К корпусным относят детали, определяющие взаимное расположение деталей узла и воспринимающие основные силы, действующие в редукторе. Корпусная деталь состоит из стенок, ребер, бобышек, фланцев, приливов и других элементов, соединенных в единое изделие. Корпус является *базовой* деталью и при его проектировании необходимо удовлетворить требованиям к прочности, жесткости и герметичности. Прочность и жесткость корпуса обеспечиваются выбором материала корпуса, надлежащей толщиной стенок и ребрами жесткости, располагаемыми у приливов опорных узлов.

Корпуса редукторов серийного производства выполняют литыми из чугуна марок СЧ 15, СЧ 18, а при ограничении массы изделия – из легких сплавов (например, из силумина). При вибрационных и ударных нагрузках применяют высокопрочные чугуны типа ВЧ 40–10 или стальные отливки марок 30Л, 25Л. В *индивидуальном* и *мелкосерийном* производстве корпуса выполняют *сварными* из листовой стали марок Ст2, Ст3 или сварно-литыми.

На рис. 8.1 приведено конструктивное оформление *литого* разъемного корпуса редуктора.

При конструировании форму и размеры корпуса следует выбирать в зависимости от типа привода, числа и размеров деталей, установленных в нем, расположения плоскости разъема (если таковой имеется) и относительного расположения осей валов. Конструкция должна быть такой, чтобы обеспечивался быстрый и удобный монтаж деталей и удовлетворялись требования технологичности при его изготовлении.

Корпус состоит из нижней части – основания (1) и верхней – крышки (2). В плоскости разъема (3) лежат оси валов. Эта плоскость, как правило, горизонтальна. В некоторых случаях применяют наклонный разъем, позволяющий уменьшать объем масляной ванны, обеспечивать одинаковое погружение колес в масло и снижать потери мощности на трение в масле.

Прокладки между корпусом и крышкой не допускаются, так как они могут нарушить посадки подшипников.

При расположении валов в вертикальной или нескольких плоскостях применяют более сложные конструкции корпусов с несколькими разъемами.

Иногда корпуса выполняют цельными (например, корпус коробок передач). При этом монтажное отверстие в корпусе d_0 должно позволить свободную установку в него валов с насаженными на них деталями.

Несмотря на то, что конструкции корпусов весьма разнообразны, в них есть общие конструктивные элементы:

- стенки (4);
- бобышки (5) для отверстий подшипников;
- фланцы (6) для крепления крышки и корпуса;
- ниши или фланцы (7) для крепления корпуса к плите или раме;
- ребра жесткости (8);
- поверхности под крепежные детали (табл. П.128), выравнивающие поверхность под гайки и головки болтов (табл. П.115, П.118, П.124, П.126);
- смотровой люк (9);

- бобышка (10) с резьбовым отверстием для установки пробки (11) с уплотнительным кольцом (12) (табл. П.120) в отверстие для слива масла;
- бобышка (13) с резьбовым отверстием для установки маслоуказателя (14);
- резьбовые отверстия (15) для отжимных болтов (16);
- отверстия (17) для конических (цилиндрических) штифтов (18) (табл. П.142), используемых для фиксации крышки и корпуса;
- отверстия (19–21) для установки винтов (шпилек) (24–25), служащих для крепления крышки с корпусом и корпуса с рамкой (плитой);
- отверстия (22) для установки подшипников (табл. П.155–П.160) крышек подшипников (табл. П.290, П.291);
- проушины (23) или рым-болты (26) (табл. П.121) для транспортировки основания и крышки и т. д.

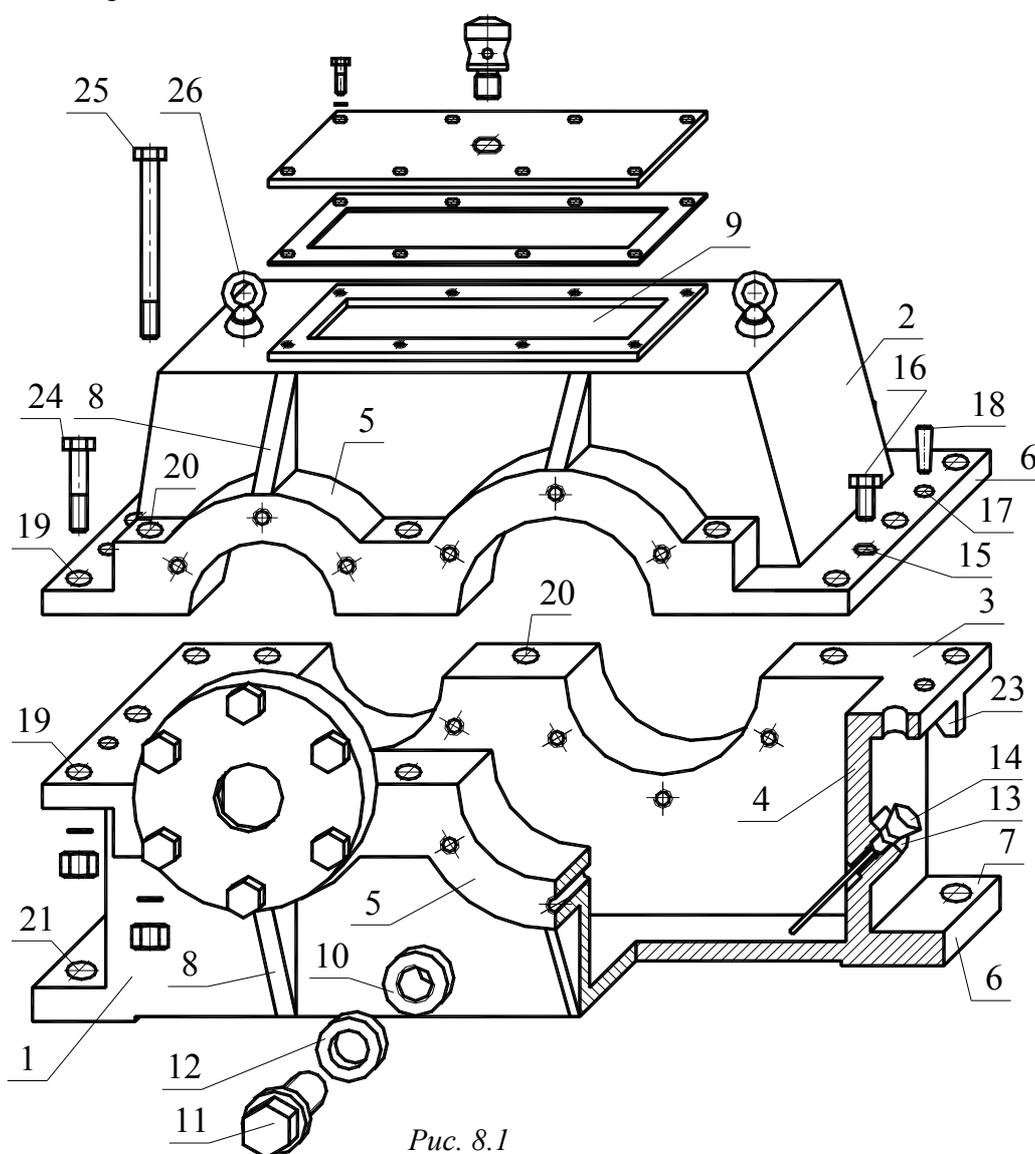


Рис. 8.1

8.2. Способы получения литых деталей

Как отмечалось выше, корпуса редукторов в *серийном* производстве, как правило, выполняют *литыми*. Эта технология производительна и относительно недорога, однако для литых деталей характерны пониженная прочность, разброс механических показателей в разных частях отливки, склонность к образованию внутренних дефектов и напряжений. Качество отливки зависит от конструкции детали и технологии литья.

В настоящее время наиболее распространены следующие *способы литья*.

Литье в песчаные формы – наиболее распространенный и универсальный способ литья. Формовку проводят по деревянным или металлическим моделям в опоках, набиваемых песчано-глинистыми смесями. Внутренние полости формируют стержнями. Применяется для крупных отливок.

Литье в оболочковые формы. Этот способ применяется в крупносерийном и массовом производстве мелких и средних по массе отливок из различных сплавов. Формы готовят по металлическим моделям в виде оболочек толщиной 6–15 мм из песчаных смесей с термореактивной смолой.

Литье в постоянные металлические формы (кокили) применяется в серийном и массовом производстве отливок из цветных сплавов и отливок из чугуна и стали.

Центробежное литье применяют для изготовления полых отливок типа тел вращения. При этом способе металл заливают во вращающиеся чугунные или стальные барабаны, где он уплотняется действием центробежных сил. Мелкие детали отливают в постоянные металлические формы.

Литье по выплавляемым моделям. Модели изготавливают из легкоплавких материалов (парафина, стеарина, воска, канифоли) посредством литья под давлением в металлические пресс-формы. Модели соединяют в блоки, покрывают тонким слоем огнеупорного состава и заформовывают в неразъемные песчаные формы, после прокалики которых модели удаляются без остатка. Данный способ применяют для отливки мелких и средних деталей произвольной конфигурации.

При *литье под давлением* металл под давлением заливают в постоянные металлические формы (пресс-формы). Этот вид литья применяют для массового изготовления небольших и средних деталей.

8.3. Требования, предъявляемые к литым деталям

Литой корпус должен удовлетворять требованиям, предъявляемым к литью в части формы переходов, конструктивных (служащих для упрочнения элементов корпуса) и технологических (формовочных) уклонов.

Литейные уклоны создаются для свободной выемки моделей из формы. Конструктивные и технологические уклоны должны выполняться в направлении выемки модели из формы, т. е. на поверхностях, перпендикулярных к плоскости разреза модели. Минимально допустимые уклоны задаются углом β или отношением катетов $\frac{a}{h}$ (рис. 8.2).

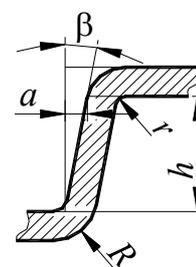


Рис. 8.2
(8.1)

Толщину стенок можно вычислять по формуле:

$$\delta = 0,005L + 4 \text{ мм},$$

где L – длина детали, мм.

В отдельных местах детали (например, в местах расположения обработанных платиков, приливов, бобышек) толщину стенки приходится увеличивать.

Толщина внутренних стенок или перегородок примерно на 20 % меньше толщины наружных стенок.

Толщину фланцев, обрабатываемых с одной стороны следует принимать

$$\delta_{\phi} = (1,5 - 1,8)\delta; \quad (8.2)$$

толщина фланцев, обрабатываемых с двух сторон, должна быть равна:

$$\delta_{\phi} = (1,8 - 2,0)\delta, \quad (8.3)$$

где δ – толщина прилегающей стенки.

Толщину наружных ребер жесткости у их основания (рис. 8.3) принимают равной:

$$\delta_{рн} = (0,9 - 1,0)\delta. \quad (8.4)$$

Толщина внутренних ребер должна быть равна:

$$\delta_{вн} = (0,7 - 0,8)\delta. \quad (8.5)$$

Высоту ребер h_p принимают равной:

$$h \leq 5\delta. \quad (8.6)$$

Поперечное сечение ребер жесткости выполняют с уклоном.

Плоскости стенок, пересекающиеся под прямым или тупым углом, сопрягают дугами радиусом r и R (рис. 8.2).

$$r \approx 0,5\delta; \quad (8.7)$$

$$R \approx 1,5\delta. \quad (8.8)$$

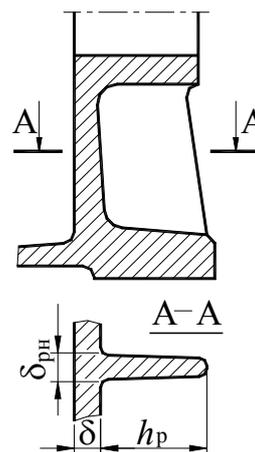


Рис. 8.3

Числовые значения радиусов закруглений следует принимать из стандартного ряда, мм:

1; 2; 3; 5; 8; 10; 15; 20; 25; 30; 40.

Конструкция детали должна быть простой формы, удобной для обработки.

На конструкцию корпусных деталей оказывает влияние и технология механической обработки.

Технология механической обработки корпусных деталей включает *три основные технологические операции*:

- обработку плоскостей,
- обработку крупных точных отверстий (например, посадочных мест для подшипников),
- обработку мелких отверстий.

При обработке плоскостей должен обеспечиваться *свободный проход инструмента* по ходу обработки детали.

Обрабатываемые поверхности желательно располагать в одной плоскости. Отдельные платы под опорные поверхности крепежных деталей следует размещать так, чтобы общая ширина обрабатываемых плоскостей была наименьшей, например, обрабатываемые поверхности выполняют в виде выступающих от общей поверхности *платиков*, например, *опорных поверхностей под крепежные детали* (табл. П.128). Обрабатываемые плоскости целесообразно располагать под углом 90° или 180° одна к другой.

Уступы, канавки, подрезанные торцы *в крупных точных отверстиях* удлиняют время их обработки и удорожают изготовление корпусной детали, поэтому их следует по возможности избегать.

Растачиваемые отверстия расположенные на одной оси желательно выполнять одного диаметра.

Номенклатуру диаметров *мелких* отверстий так же желательно сокращать, особенно отверстий, расположенных на одной стороне детали.

Поверхность детали на входе и выходе сверла должна быть перпендикулярной к оси сверла (во избежание поломок сверла).

Все *отверстия* (гладкие и резьбовые) желательно выполнять *сквозными*.

Резьбовые отверстия должны иметь со стороны входа метчика фаску для лучшего центрирования последнего.

Длина отверстий должна быть возможно меньшей, так как их сверление требует дополнительного времени на повторные выводы сверла для удаления стружки. Длину гладкого отверстия следует принимать не более трех диаметров, а резьбовой части его – не более двух диаметров.

8.4. Правила выполнения чертежей литых деталей

8.4.1. Нанесение размеров на чертежах литых деталей

Нанесение размеров на чертежах литых деталей необходимо выполнять в соответствии с расположением литейных баз и баз обработки резанием, а также с учетом отклонения размеров.

Следует пользоваться следующими *основными правилами нанесения размеров литых деталей*:

- размеры необрабатываемых поверхностей следует привязывать к литейной черновой базе непосредственно или через другие размеры;
- исходную базу обработки резанием необходимо привязать к черновой литейной базе;
- все остальные размеры механически обрабатываемых поверхностей – к базе обработки резанием непосредственно или через другие размеры.

Привязывать литейные размеры к размерам поверхностей, обрабатываемых резанием, и привязывать размеры поверхностей, обрабатываемых резанием, к литейным размерам недопустимо, за исключением случая, когда литейная база и база обработки резанием совпадают.

Приведенные правила необходимо соблюдать для всех трех координатных осей отливки.

На рис. 8.4 приведены варианты нанесения размеров литой детали. Ниже рассмотрены типичные ошибки, допускаемые при этом.

Нанесение размеров на рис. 8.4, *а* выполнено *неверно*. Расстояние между обрабатываемыми плоскостями, привязанными к необрабатываемым поверхностям через размеры c ; b и a , в данном случае колеблется в широких пределах вместе с колебаниями размеров необрабатываемых поверхностей.

Такая же *ошибка* допущена на 8.4, *б*, где расстояние между обрабатываемыми поверхностями задано суммой размеров b и a .

При нанесении размеров на рис. 8.4, *в* расстояние между обрабатываемыми плоскостями b выдерживается в необходимых достаточно узких пределах (в пределах допуска на обработку резанием). Ошибка заключается в том, что черные поверхности привяза-

ны к смежным обрабатываемым плоским поверхностям (размеры c и a). Выдержать такую координацию практически *невозможно*; положение черных поверхностей зависит от точности отливки, эта же точность определяет и колебания расстояния до обрабатываемых плоскостей.

На рис. 8.4, *г* ошибка усугублена тем, что толщина верхней горизонтальной стенки (заданная в предыдущих случаях непосредственно размером d) определена размером внутренней полости d_1 , заданным относительно обрабатываемой нижней плоскости поверхности. Таким образом, вводится еще один источник неточности. В этом случае толщина стенки будет колебаться в широких пределах.

В системе нанесения размеров на рис. 8.4, *д* положение нижней обрабатываемой плоской поверхности задано двумя размерами от необрабатываемых поверхностей детали высотой стакана d_2 и размером фланца c . Выдержать такую координацию практически *невозможно*.

На рис. 8.4, *е* размеры нанесены *правильно*. В качестве черновой базы выбрана верхняя необрабатываемая поверхность фланца. К ней размером c привязана база обработки резанием – нижняя поверхность фланца, к которой, в свою очередь, привязана обрабатываемая верхняя плоская поверхность (размер e). Верхняя необрабатываемая поверхность координируется от литейной базы (размер b) и от нее – толщина верхней стенки (размер d). Расстояние A между верхней обрабатываемой поверхностью и верхней необрабатываемой стенкой становится замыкающим звеном размерной цепи и служит компенсатором отклонений расположения поверхностей, получаемых литьем.

Размер A на чертеже не оговаривается, поэтому его не принимают в расчет при контроле детали. Разумеется, номинальное значение A должно быть больше максимально возможного смещения верхней стенки в результате неточности литья.

8.4.2. Допуски размеров, формы, расположения и неровностей поверхностей отливок

Взаимосвязь между номинальным размером до необрабатываемой поверхности детали, номинальным и предельным размерами отливки и допуском на эти размеры отливки должна соответствовать рис. 8.5.

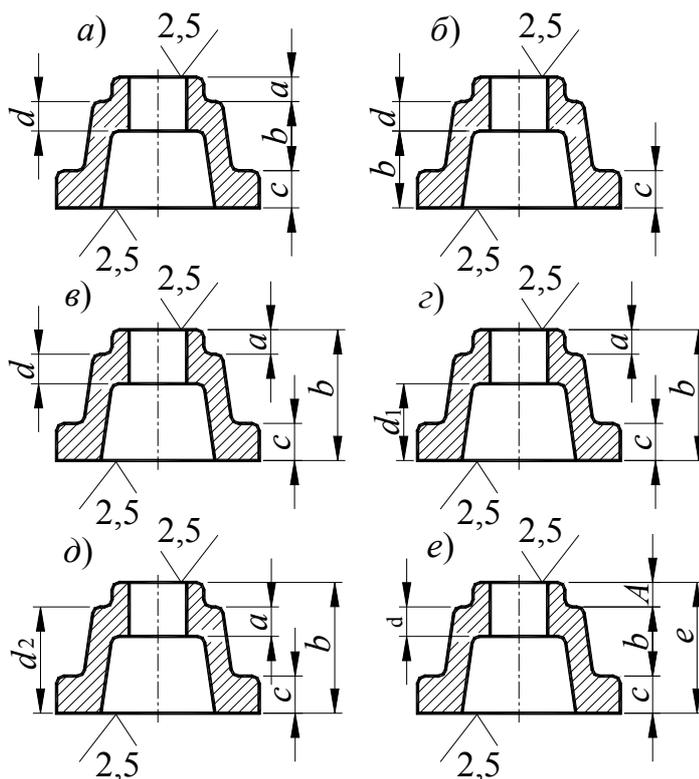


Рис. 8.4

Взаимосвязь между номинальным размером до обрабатываемой поверхности детали, номинальным и предельными размерами отливки, припуском на обработку резанием на сторону и допуском на отливку должна соответствовать рис. 8.6 при обработке каждой поверхности отливки от всей базы и рис. 8.7 при обработке отливок типа тел вращения или противоположных поверхностей симметричных отливок от общей базы.

Обозначения размеров на рис. 8.5, 8.7:

L_d, D_d – номинальный размер детали;

L_o, D_o – номинальный размер отливки;

L_{oA}, D_{oA} – наименьший размер отливки;

L_{oB}, D_{oB} – наибольший размер отливки;

T_o – допуск отливки;

z – припуск на обработку металлов резанием (средний).

Под *номинальным* размером при установлении припусков на механическую обработку следует понимать номинальное расстояние между обработанной поверхностью и базой ее обработки резанием, а при обработке поверхностей вращения – их номинальный диаметр.

У наклонных, конических и фасонных поверхностей, заданных координатами от одной базы (кроме поверхностей, уклон которых вызван формовочными уклонами), за *номинальный* размер при назначении допусков и припусков следует принимать наибольший из размеров.

Нормы точности отливки (ГОСТ 26645–85) устанавливают в зависимости от назначения и конструктивно-технологических особенностей отливки, условий ее эксплуатации и изготовления.

Допуски линейных размеров отливок, изменяемых и неизменяемых обработкой, должны соответствовать указанным в табл. П.303. Классы их точности и обозначения на чертежах устанавливают по отраслевым нормативно-техническим документам.

Для *обрабатываемых* поверхностей отливок установлено *симметричное* расположение полей допусков, для *необрабатываемых* поверхностей допускается *симметричное* и *несимметричное* (частично или полностью) расположение полей допусков размеров, формы и расположения.

Допуски круглости, соосности, симметричности, пересечения осей, позиционные допуски в диаметральном выражении не должны превышать допуски на размеры, приведенные в табл. П.303.

Допуски угловых размеров в пересчете на линейные не должны превышать значений допусков из табл. П.303 для линейных размеров соответствующих классов точности.

Допуски формы и расположения поверхностей отливок (отклонения от прямолинейности, плоскостности, параллельности, перпендикулярности, заданного про-

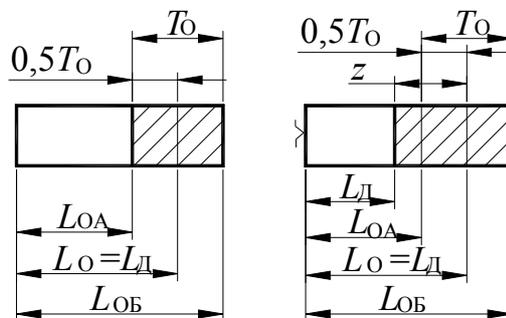


Рис. 8.5

Рис. 8.6

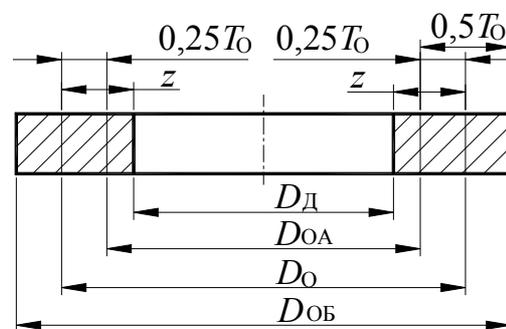


Рис. 8.7

филя) в диаметральном выражении должны соответствовать указанным в табл. П.304.

Допуски неровностей поверхностей отливок необходимо принимать в соответствии с таблицей П.305.

Шероховатость поверхностей отливок в соответствии с точностью их поверхностей приведена в табл. П.306.

Классы размерной точности, получаемые в зависимости от способа литья и типа сплава, приведены в табл. П.307.

Значения *общего припуска на обработку* (на сторону) *каждой поверхности, степени точности поверхностей* отливок, *степени коробления их элементов*, а также *классы точности* масс отливок необходимо выбирать по таблицам ГОСТ 26645–85.

Обозначение точности отливок

В соответствии с ГОСТ 26645–85 в обозначение точности отливки входят следующие ее параметры: класс размерной точности, степень коробления, степень точности поверхностей, класс точности массы и допуск смещения.

Пример условного обозначения точности отливки 8-го класса размерной точности, 5-й степени коробления, 4-й степени точности поверхностей, 7-го класса точности массы и допуском смещения 0,8 мм:

Точность отливки 8–5–4–7 См 0,8 ГОСТ 26645–85.

Ненормируемые показатели точности отливок заменяют нулями, а обозначение смещения опускают:

Точность отливки 8–0–0–7 ГОСТ 26645–85.

В технических требованиях чертежей литых деталей допускается указывать сокращенную номенклатуру норм точности отливки, при этом указание классов размерной точности и массы отливки является обязательным:

Точность отливки 8–0–0–7 ГОСТ 26645–85.

При проектировании литых деталей и составлении на них конструкторской документации необходимо учитывать указания ГОСТ, номера которых приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Стандарты на отливки

ГОСТ	Наименование
977–88	Отливки стальные. Общие технические условия
1583–93	Сплавы алюминиевые литейные. Технические условия
3212–92	Комплекты модельные. Уклоны формовочные. Основные размеры
7769–82	Чугун легированный для отливок со специальными свойствами. Марки
21357–87	Отливки из хладостойкой и износостойкой стали. Общие технические условия
26358–84	Отливки из чугуна. Общие технические условия
26645–85	Отливки из металлов и сплавов Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку

8.5. Корпуса редукторов

Перед разработкой конструкции корпуса следует внимательно ознакомиться с материалом, изложенным в разд. 4.4, 6 и 7.

8.5.1. Литые корпуса редукторов

8.5.1.1. Корпуса цилиндрических редукторов

8.5.1.1.1. Определение базовых размеров

Корпуса *цилиндрических* редукторов конструируют двух исполнений:

- *неразъемные* (при *небольших межосевых расстояниях*) с двумя окнами на боковых стенках, через которые при сборке вводят в корпус валы с сопряженными с ними шестерней, колесом и другими деталями (пример использования подобной конструкции рассмотрен ниже, на примере червячного редуктора – рис. 8.19);
- *разъемные* (плоскость разъема располагают по оси вала червячного колеса).

Разъемный корпус одноступенчатого цилиндрического редуктора представлен на рис. 8.1.

Плоскость разъема проходит через оси валов. Ее для удобства обработки располагают параллельно плоскости основания корпуса.

Верхнюю поверхность крышки корпуса, служащую технологической базой для обработки плоскости разъема, также выполняют горизонтальной.

Разработку конструкции начинают с прорисовки контуров нижней (основания корпуса) и верхней (крышки корпуса) частей.

Конструктивное оформление внутреннего контура редуктора (рис. 8.8) производится в следующем порядке.

Из центров колес проводят тонкими линиями дуги окружностей радиусами

$$R_1 = 0,5d_{a1} + a; \quad (8.9)$$

$$R_2 = 0,5d_{a2} + a, \quad (8.10)$$

где d_{ai} – внешние диаметры зубчатых колеса и шестерни; a – зазор между колесом и корпусом.

Зазор a должен быть таким, чтобы вращающиеся детали не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса. Его величину определяют по формуле:

$$a = \sqrt{L} + 4 \text{ мм}, \quad (8.11)$$

где L – наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач, мм (рис. 8.8).

Вычисленное значение a округляют в большую сторону до целого числа.

Толщина стенки крышки корпуса δ_1 определяют по формуле:

$$\delta_1 \approx 0,9\delta, \quad (8.12)$$

где δ – толщина стенки основания корпуса, определяемая по формуле (8.2).

Затем оформляют крышку вертикальными стенками. Для уменьшения массы крышки боковые стенки выполняют наклонными (рис. 8.8).

Для соединения корпуса и крышки по всему контуру плоскости разъема редуктора выполняют специальные фланцы (рис. 8.8).

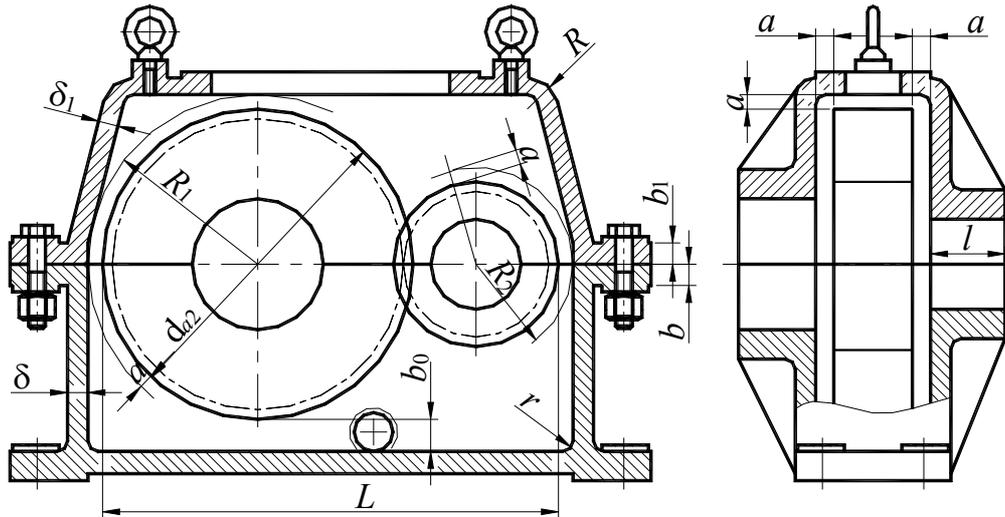


Рис. 8.8

Фланцы объединены с приливами (бобышками) для подшипников.

Размеры конструктивных элементов:

$$b_0 \approx 4a; \quad (8.13)$$

$$b = 1,5\delta; \quad (8.14)$$

$$b_1 = 1,5\delta_1; \quad (8.15)$$

$$l = (2,0 - 2,2)\delta. \quad (8.16)$$

8.5.1.1.2. Конструктивное оформление приливов для подшипниковых гнезд

Приливы, в которых располагаются подшипники, конструктивно оформляют по рис. 8.9.

Диаметр прилива принимают:

- для закладной крышки (рис. 8.9, в, г, д, е):

$$D_{\text{п}} = 1,25D + 10 \text{ мм}; \quad (8.17)$$

- для приворачиваемой крышки (рис. 8.9, а, б):

$$D_{\text{п}} = D_{\text{ф}} + (4 - 5) \text{ мм}, \quad (8.18)$$

где $D_{\text{ф}}$ – диаметр фланца приворачиваемой крышки подшипника (табл. П.290, П.291).

Диаметры, числа винтов для крепления и их расположение для приворачиваемых крышек подшипников принимают по табл. П.290, П.291.

Конструирование крышек подшипников изложено в разд. 4.5.2.

Длина подшипниковых гнезд (рис. 8.9) определяется конструктивно:

- шириной подшипника (1);
- высотой крышки (2);
- толщиной кольца (3);
- осевыми размерами маслоотражательного кольца (4).

Так как осевые размеры деталей и конструкции опор различны, то и отверстия в приливах выполняют разной длины (например, на рис. 8.9, в, г, д, е).

Длина подшипниковых гнезд должна быть согласована также с шириной фланца, необходимой для размещения головки винта или гайки. Жесткость приливов при необходимости можно повысить ребрами (рис. 8.1, 8.3, 8.8).

Для удобства обработки наружные торцы приливов всех подшипниковых гнезд, расположенных на одной стенке корпуса, должны лежать в одной плоскости (рис. 8.1, рис. 8.8).

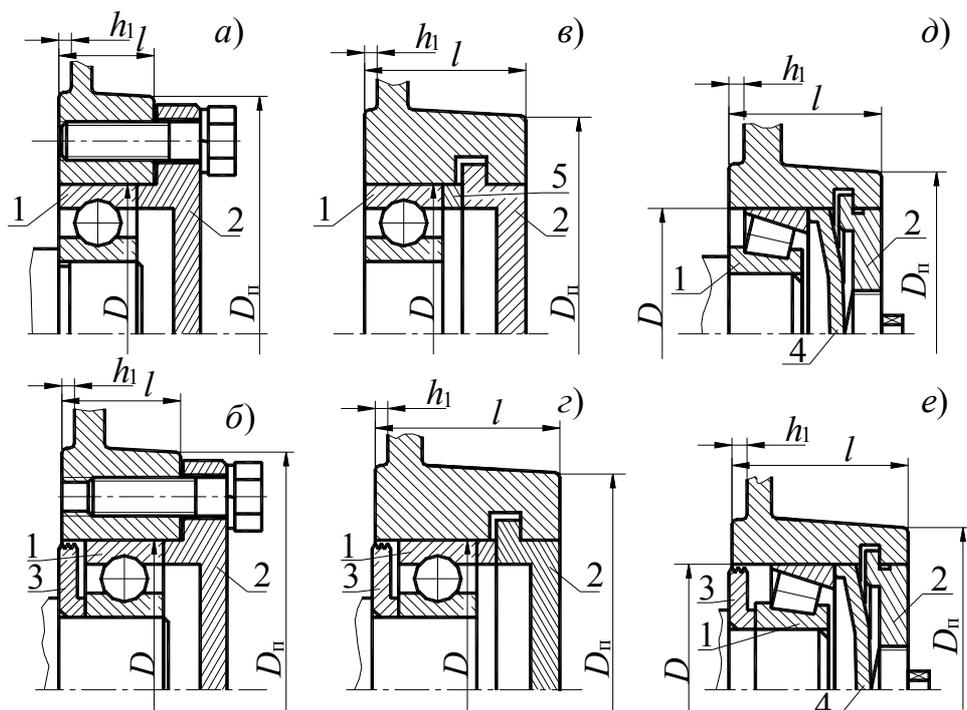


Рис. 8.9

8.5.1.1.3. Крепление крышки подшипника к корпусу

Для соединения *приворачиваемой* крышки с корпусом используют болты с наружной шестигранной головкой (при использовании крышек исполнения 2 – рис. 4.58, 4.59) или винты с цилиндрической головкой и внутренним шестигранником (при использовании крышек исполнения 1 – рис. 4.58, 4.59). Болт (винт) заворачивают в резьбовое отверстие корпуса. Конструкции приворачиваемых крышек и способы их установки изложены в разд. 4.5.2.1.

Диаметры d винтов и их количество принимают в зависимости от параметров выбранной крышки (рис. 4.58, 4.59). Винты и болты должны быть класса прочности не менее 6.6. Проектирование резьбовых соединений изложено в разд. 7.

Конструкции *закладных* крышек и способы их установки изложены в разд. 4.5.2.2.

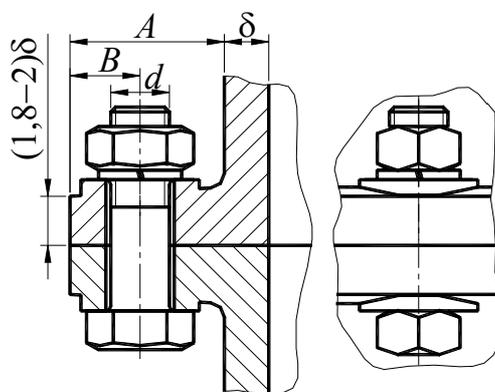


Рис. 8.10

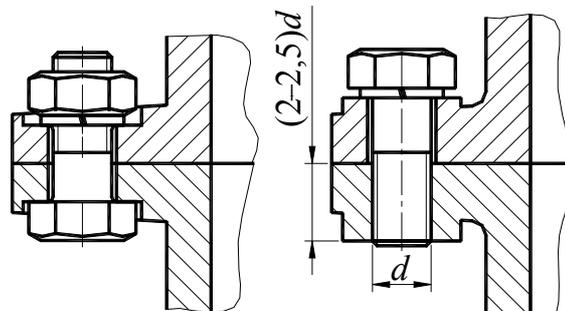


Рис. 8.11

Рис. 8.12

8.5.1.1.4. Крепление крышки к корпусу

Типовые конструкции соединений крышки корпуса с его основанием представлены на рис. 8.10–8.12.

Для соединения крышки корпуса с его основанием используют болты по классу прочности не менее 6.6. Диаметр болта принимается в зависимости от диаметра болтов (винтов) d , крепящих крышку. Их рекомендуется назначать по диаметру следующими после диаметра болтов (винтов), крепящих крышку d , из стандартного ряда болтов (винтов) (табл. П.115, П.118).

Ширину фланца A (рис. 8.10–8.12) выбирают из условия свободного размещения головки винта (или гайки) и возможности поворота ее гаечным ключом на угол не менее 60° . Рекомендуется принимать:

$$A = 2,7d, \quad (8.19)$$

где d – диаметр крепежного болта.

Размер B определяется как

$$B = 0,5A. \quad (8.20)$$

Размеры опорных поверхностей крепежных деталей следует принимать по табл. П.128.

Диаметр отверстия под болты (винты) в крышке корпуса (рис. 8.10–8.12) и в основании корпуса (рис. 8.10–8.12) должен обеспечивать зазор в пределах (0,5–1,0) мм, и его значение следует округлить до стандартного значения (табл. П.50).

При проектировании отверстий под болты (винты) крепления крышки к корпусу руководствуются следующими рекомендациями:

- отверстия располагают преимущественно по продольным сторонам;
- в районе бобышек стараются максимально приблизить их к отверстию под подшипник (для увеличения жесткости соединения). Болт, расположенный между отверстиями под подшипники, размещают посередине между этими отверстиями (рис. 8.13);

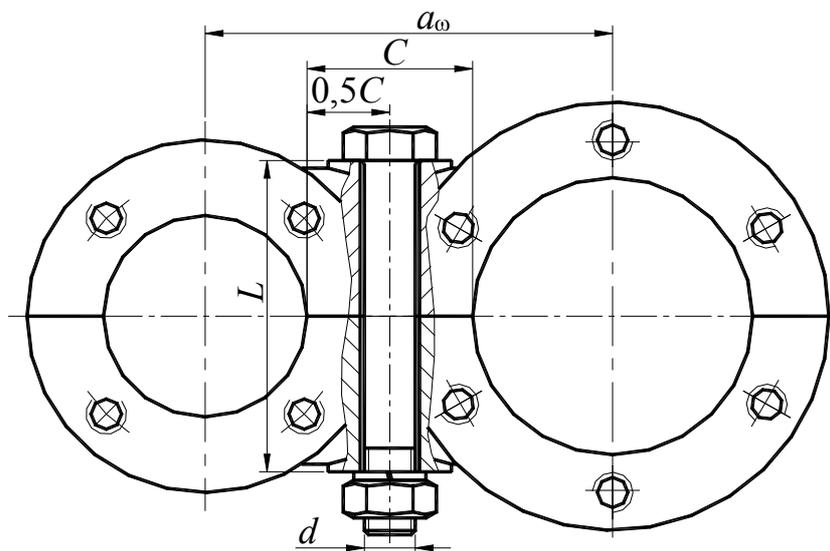


Рис. 8.13

- минимальное расстояние между стенками близко расположенных отверстий должно составлять не менее (3–5) мм;

- на боковых сторонах помимо болтов в районе подшипниковых гнезд (рис. 8.13) устанавливают дополнительно болты на фланцах меньшей толщины (рис. 8.10–8.12), примерно на одинаковом расстоянии один от другого – с шагом, равным $(10–12) d$.

Высоту L прилива в крышке под стягивающий болт (рис. 8.13) определяют графически, исходя из условия размещения головки болта на плоской опорной поверхности; для всего редуктора эту высоту принимают одинаковой, равной максимальному значению.

Опорные поверхности на крышке обрабатывают в зависимости от формы головки винта (табл. П.128).

8.5.1.1.5. Фиксирование крышки корпуса относительно основания корпуса

Подшипниковые гнезда в корпусе должны иметь правильную цилиндрическую форму (допускаемое отклонение составляет доли допуска 7-го качества). Конструкции подшипниковых узлов рассмотрены в разд. 4.4.3.

При сборке редуктора во время затяжки болтов, соединяющих корпус с крышкой, возможно некоторое смещение крышки относительно корпуса, что вызывает деформацию наружных колец подшипников, имеющих малую жесткость. Кроме того, торцы приливов у подшипниковых гнезд на крышке редуктора и корпуса могут не совпасть, что повлечет перекосяк крышек подшипников и наружных колец самих подшипников. Следовательно, при сборке редуктора нужно точно фиксировать положение крышки относительно корпуса. Точность фиксирования достигается установкой двух *штифтов* (рис. 8.14), которые располагают на возможно большем расстоянии друг от друга.

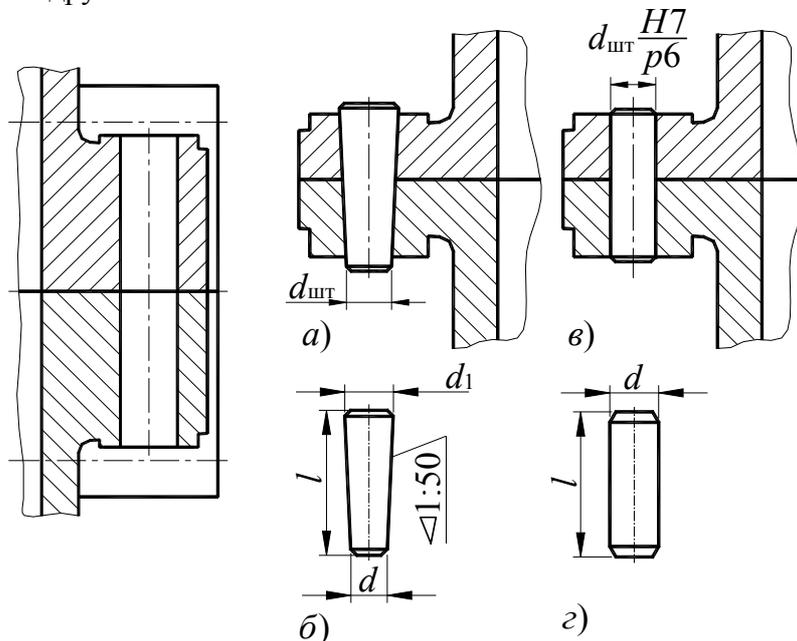
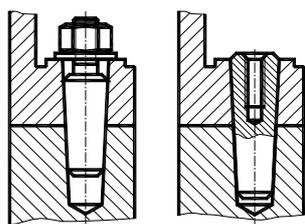


Рис. 8.14

Кроме выполнения фиксирующих функций при монтаже редуктора, штифты предохраняют крышку и корпус от сдвигов при растачивании отверстий.

Обычно применяют два конических штифта (рис. 8.14, а, б). Если по каким-либо причинам нельзя применить конические штифты, то используют цилиндриче-

ские штифты (рис. 8.14, в, г). Недостатком *цилиндрических* штифтов является ослабление посадки при повторных сборках.



а) б)

Рис. 8.15

При установке штифтов в *глухие* отверстия или без доступа для их выколачивания применяют штифты с *наружной* (рис. 8.15, а) или *внутренней* (рис. 8.15, б) *резьбой* для их удаления при демонтаже.

Диаметр штифтов определяется по рекомендации:

$$d_{\text{шт}} = (0,7 - 0,8) d_{\text{кб}}, \quad (8.21)$$

где $d_{\text{кб}}$ – диаметр крепежного винта, соединяющего крышку и основание корпуса.

После определения величины диаметра штифта по формуле (8.21), ее округляют в большую сторону по данным табл. П.142, в которой приведены параметры цилиндрических и конических штифтов.

Поверхности сопряжения корпуса с крышкой для плотного их прилегания шабруют или шлифуют. При сборке редуктора эти поверхности для лучшего уплотнения смазывают *герметиком* или *краской*, так как *прокладки в плоскости разъема устанавливать нельзя* из-за возможного нарушения посадки подшипников в корпусе.

8.5.1.1.6. Конструктивное оформление опорной части корпуса

Один из рекомендуемых вариантов выполнения опорной поверхности корпуса в виде двух длинных, параллельно расположенных фланцев, представлен на рис. 8.16.

Такое расположение снижает расход металла и уменьшает время обработки опорной поверхности корпуса, снижает нагрузки на резьбовые детали. Конструкции мест крепления корпуса к плите или раме показаны на рис. 8.16.

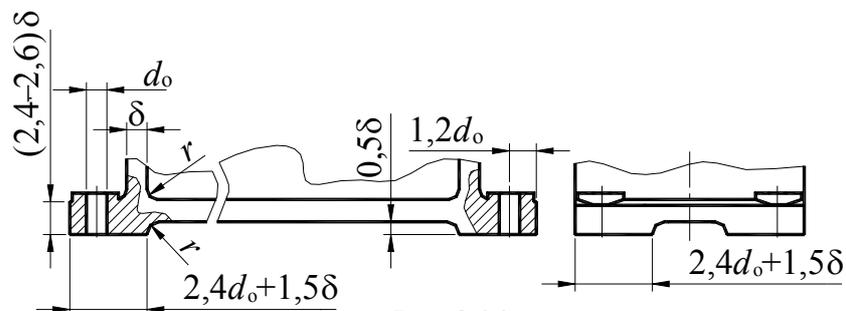


Рис. 8.16

Диаметр крепежного болта принимается в зависимости от диаметра болтов (винтов), крепящих крышку корпуса к его основанию. Их рекомендуется назначать по диаметру следующими после диаметра болтов (винтов), крепящих крышку корпуса, из стандартного ряда болтов (винтов) (табл. П.115, П.118).

Опорные поверхности под крепящие болты (винты) обрабатывают в зависимости от формы головки винта (табл. П.128).

Число крепящих болтов (винтов) n для крепления корпуса к плите (раме), в большинстве своем, принимают равным 4.

Когда это возможно, редуктор крепят к раме снизу (рис. 8.17).

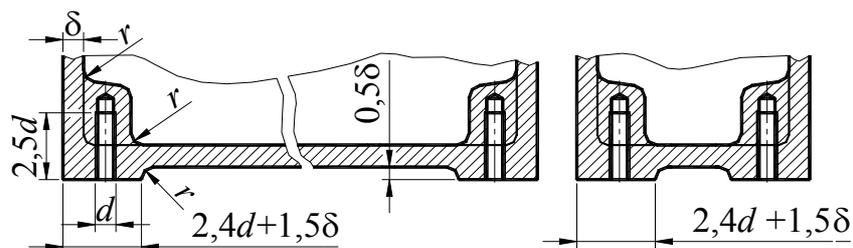


Рис. 8.17

Наиболее часто в редукторах используется картерная смазка, при которой корпус редуктора является резервуаром для масла. Масло заливают через верхний люк.

При работе передачи масло постепенно загрязняется продуктами износа, с течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, налитое в корпус редуктора, периодически следует менять. Для слива масла в корпусе редуктора предусматривают сливное отверстие, закрываемое пробкой. Конструкция типовой пробки и ее установки изложены в разд. 6.5.1 (рис. 6.18).

Дно корпуса желательно делать с уклоном $(1,0-1,5)^\circ$ в сторону сливного отверстия. Кроме того, у самого отверстия нужно делать местное углубление (рис. 6.18). При таком исполнении масло почти без остатка может быть слито из корпуса, однако частично оно будет стекать по стенке корпуса и попадать на плиту или фундамент. Поэтому лучше сливное отверстие располагать в дне корпуса (если это удобно при эксплуатации привода).

Перед сверлением сливного отверстия прилив в корпусе фрезеруют, поэтому он должен выступать над необрабатываемой поверхностью на высоту

$$h = 0,5\delta, \quad (8.22)$$

где δ – толщина стенки корпуса (рис. 8.15, 8.16).

8.5.1.1.7. Оформление прочих конструктивных элементов корпусных деталей

Поверхность под головкой болта или гайки должна быть перпендикулярна оси отверстия, для чего ее обработку производят в соответствии с таблицей П.128.

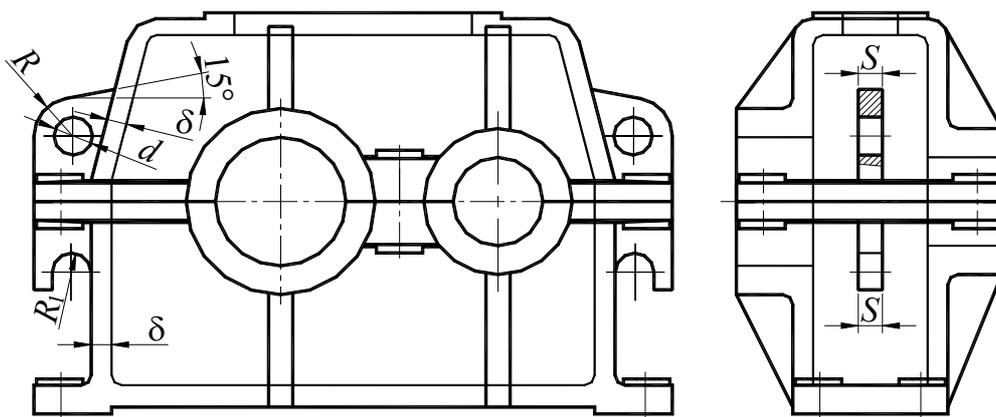


Рис. 8.18

Для подъема и транспортировки крышки корпуса и собранного редуктора применяют рым-болты (рис. 8.8) (табл. П.121–П.122) или проушины, отливая их заодно с крышкой (рис. 8.18). Проушина выполнена в виде ребра с отверстием. Для

подъема и транспортировки основания корпуса предусматривают крючья (рис. 8.18), которые отливают заодно с корпусом.

Конструктивные размеры, представленные на рис. 8.18 определяются по формулам:

$$d \approx 3\delta, \quad (8.23)$$

$$R \approx d, \quad (8.24)$$

$$R_1 = (1,5 - 2)\delta, \quad (8.25)$$

$$S = (2 - 3)\delta, \quad (8.26)$$

где δ – толщина стенки корпуса (рис. 8.16–8.18).

В редукторах других типов выбор толщины стенок, зазоров, радиусов закруглений и другие общие принципы конструирования корпусов не отличаются от вышеописанных. Поэтому далее приведены рекомендации по конструированию лишь специфических элементов корпусов этих типов редукторов.

8.5.1.2. Корпуса конических редукторов

Отличительной особенностью корпусов указанных редукторов является прилив, в котором размещают узел вала конической шестерни со стаканом, крышкой и подшипниками (разд. 4.4.2.3 и 4.4.2.4.7).

На рис. 8.19 показана типовая форма корпуса конического редуктора.

Для повышения жесткости прилива для опор вала конической шестерни его связывают ребрами с корпусом и крышкой редуктора.

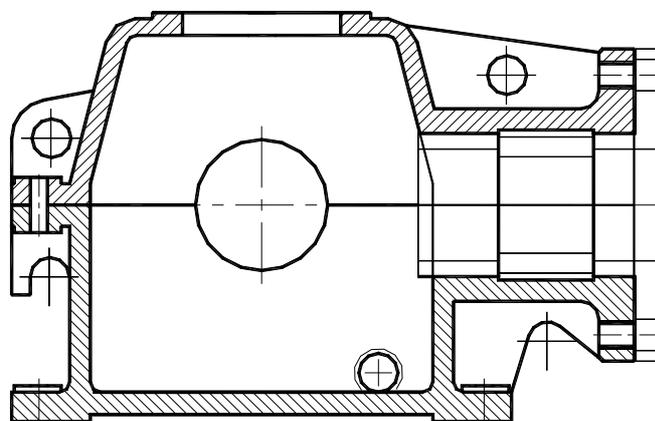


Рис. 8.19

Остальные элементы корпуса конического редуктора такие же, как и цилиндрического (разд. 8.5.1.1).

8.5.1.3. Корпуса червячных редукторов

Корпуса червячных и цилиндрических редукторов конструируют двух исполнений:

- *неразъемные* (рис. 8.20) (при $a_{\omega} \leq 160$ мм) с двумя окнами на боковых стенках, через которые при сборке вводят в корпус комплект вала с червячным колесом;
- *разъемные* (рис. 8.21) (плоскость разъема располагают по оси вала червячного колеса).

Боковые крышки неразъемных корпусов центрируют по переходной посадке и крепят к корпусу болтами или винтами (рис. 8.19). Диаметры болтов (винтов) и шаг между ними принимают такими же как и на крышке подшипника выходного (тихоходного) вала.

Для удобства сборки диаметр D отверстия окна выполняют на величину $2s$, равную (2–5) мм, больше максимального диаметра червячного колеса.

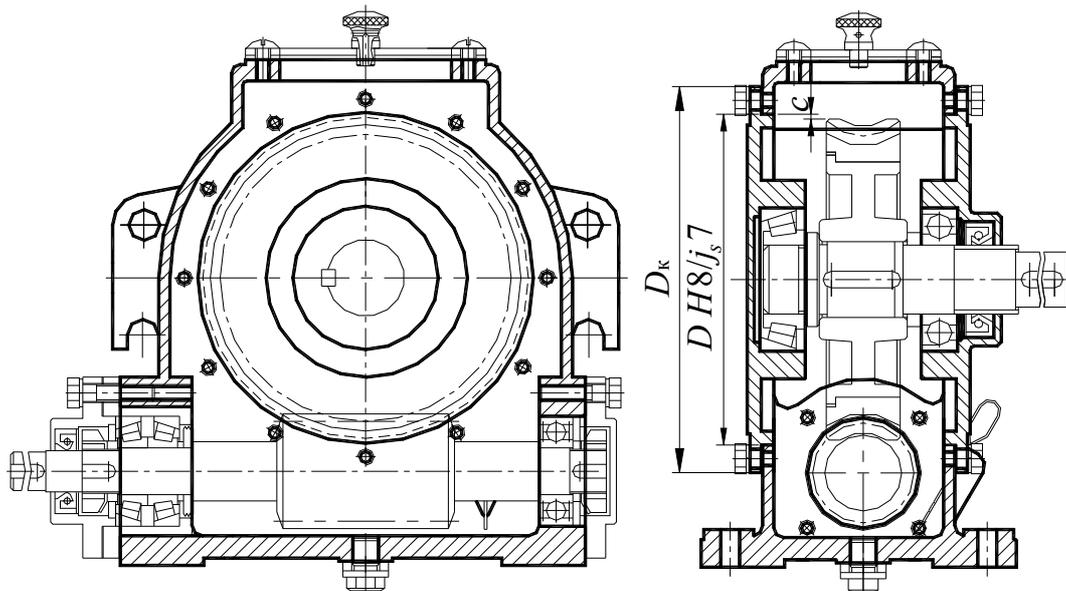


Рис. 8.20

На рис. 8.21 показан пример конструкции *разъемного* (плоскость разъема расположена по оси вала червячного колеса) корпуса червячного редуктора с нижним расположением червяка. Для увеличения жесткости червяка его опоры желательно максимально сблизить.

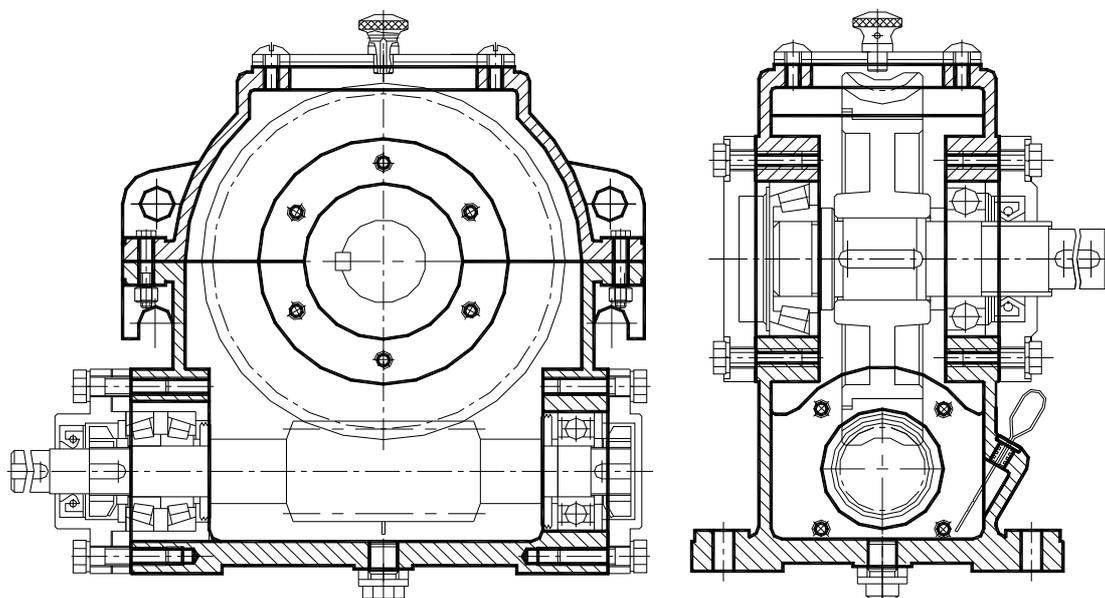


Рис. 8.21

Места расположения приливов определяют при компоновке прочерчиванием.

Часто боковые стороны редуктора оказываются достаточно протяженными. Поэтому болтов, расположенных в районе подшипниковых отверстий вала червячного колеса, оказывается недостаточно. В этом случае на фланцах меньшей толщины устанавливают дополнительные болты (рис. 8.18).

Остальные элементы корпусов червячных редукторов проектируются по тем же принципам, что и элементы, такие же, как и цилиндрических редукторов (разд. 8.5.1.1).

8.5.1.4. Смотровые окна и их крышки

Для контроля за правильностью зацепления и расположением пятна контакта, а также для заливки масла в редуктор, осмотра колес и других деталей редуктора в крышке корпуса предусматривают смотровое окно (люк). Для удобства эксплуатации размеры люков должны быть возможно больших размеров. Люки делают прямоугольной или круглой формы и закрывают крышками, изготовленными из стального листа, литыми из чугуна, алюминия или прессованными из пластмассы (рис. 8.22). При единичном и мелкосерийном производстве применяют крышки простой формы (рис. 8.22, а), а при средне- и крупносерийном – штампованные крышки (рис. 8.22, б).

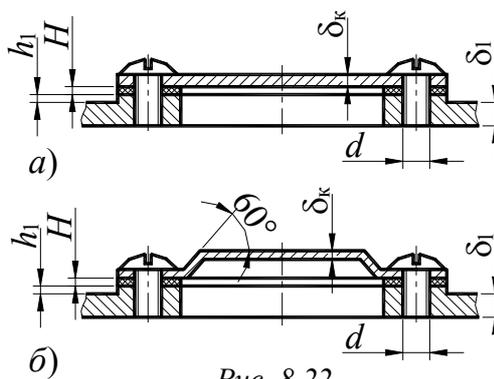


Рис. 8.22

Для того чтобы внутри корпуса извне не засасывалась пыль, под крышку ставят уплотняющие прокладки. Материал прокладок – технический картон марки А толщиной (1,0–1,5) мм или резина марки МБ толщиной (2,0–3,0) мм, привулканизированная к крышке.

Толщина стенок крышек:

- чугунных:

$$\delta_k = (0,7 - 0,8) \delta ; \quad (8.27)$$

- алюминиевых и пластмассовых:

$$\delta_k = (0,7 - 0,8) \delta ; \quad (8.28)$$

где δ – толщина стенки корпуса редуктора.

Высота крышек, изготовленных из чугуна,

- чугунных:

$$H \geq 0,08L, \quad (8.29)$$

- алюминиевых и пластмассовых:

$$H \geq 0,05L. \quad (8.30)$$

Толщина δ_k стенок в любом сечении крышки должна быть по возможности одинаковой.

В случае необходимости крышки усиливают ребрами жесткости. В круглых крышках ребра жесткости направляют радиально. В центре таких крышек, для избежания схода ребер в общий узел, выполняют кольцевое ребро.

В крышках люков удобно располагать пробковые отдушины (рис. 6.23, 8.20, 8.21).

При верхнем расположении червяка через люк в крышке корпуса невозможно наблюдать за зубьями колеса, так как их закрывает червяк. Поэтому смотровое окно располагают на боковой стенке крышки корпуса, через которое наблюдают за расположением пятна контакта на зубьях колеса при регулировке зацепления во время сборки редуктора.

После сборки редуктора это окно закрывают крышкой.

8.5.2. Сварные корпуса редукторов

При *единичном* производстве экономически выгоднее корпусные детали выполнять *сварными*.

8.5.2.1. Сварные соединения

8.5.2.1.1. Общие сведения

Сварка является основным способом получения неразъемных соединений в машиностроении.

Существует несколько видов сварки.

По образованию металлической связи сварку делят на две группы способов:

1. Способы сварки плавлением:
 - дуговая (ручная, механизированная и автоматическая под флюсом, аргоно-дуговая, в углекислом газе, атомно-водородная);
 - электрошлаковая;
 - плазменная;
 - электронно-лучевая;
 - газовая;
 - лазерная;
 - печная;
 - термитная.
2. Способы сварки давлением:
 - с применением нагрева:
 - контактная (точечная, шовная и стыковая);
 - диффузионная;
 - трением;
 - индукционная;
 - газопрессовая;
 - без применения нагрева:
 - ультразвуковая;
 - холодная сварка;
 - взрывом.

Наибольшее распространение получила *дуговая* электросварка.

Стандарты, регламентирующие основные типы, конструктивные элементы, размеры и условные обозначения сварных соединений, даны в табл. 8.2.

Выбор способа сварки определяется следующими факторами:

- маркой свариваемого материала;
- требуемыми свойствами сварного соединения;
- конструкцией сборочной единицы.

Необходимо принимать во внимание и дополнительные факторы, влияющие на выбор способа сварки (например, общий объем сварки в изделии, серийность и стоимость процесса сварки), и рассматривать их с учетом конкретных условий производства сварной конструкции.

Таблица 8.2

Стандарты, регламентирующие основные типы, конструкционные элементы, размеры и условные обозначения сварных соединений

ГОСТ	Наименование
5264–80	Ручная дуговая сварка. Соединения сварные
8713–79	Сварка под флюсом. Соединения сварные
11533–75	Автоматическая и полуавтоматическая дуговая сварка под флюсом. Соединения сварные под острыми и тупыми углами
11534–75	Ручная дуговая сварка. Соединения сварные под острыми и тупыми углами
14771–76	Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные
14776–79	Дуговая сварка. Соединения сварные
14806–80	Дуговая сварка алюминия и алюминиевых сплавов в инертных газах. Соединения сварные
15164–78	Электрошлаковая сварка. Соединения сварные
15878–79	Контактная сварка. Соединения сварные
16038–80	Сварка дуговая. Соединения сварные трубопроводов из меди и медно-никелевого сплава
16310–80	Соединения сварные из полиэтилена, полипропилена и винипласта
23518–79	Дуговая сварка в защитных газах. Соединения сварные под острыми и тупыми углами
23792–79	Соединения контактные, электрические, сварные

Для правильного выбора способа сварки ниже приводится краткое описание возможностей и особенностей некоторых из них.

8.5.2.1.2. Ручная дуговая сварка

Ручная дуговая сварка осуществляется дугой, горящей между металлическим электродом и основным металлом.

Применяются как неплавящиеся, так и плавящиеся электроды, вспомогательные материалы (активные и неактивные флюсы, защитные газы и газовые смеси).

Неплавящиеся электроды изготавливают из электротехнического угля, синтетического графита или из вольфрама.

Плавящиеся электроды изготавливают из холоднотянутой калиброванной проволоки диаметром (0,3–12) мм, а также горячекатаной или порошковой проволоки.

Ручная дуговая сварка металлическими электродами является универсальным способом сварки плавлением, позволяющим выполнять все виды соединений из всех марок конструкционных, углеродистых, легированных и высоколегированных сталей и сплавов при различном сочетании свариваемых материалов толщиной до 100 мм.

Ручной дуговой сваркой допускается сваривать детали из чугуна, титана, медных и алюминиевых сплавов.

Преимущества: легкая регулировка процесса, возможность получения весьма высоких температур, сохранение химического состава материалов свариваемых деталей. Это один из наиболее дешевых способов сварки.

8.5.2.1.3. Дуговая сварка в защитном газе

При сварке в среде защитных газов электрическая дуга и расплавленный металл сварочной ванны защищены от атмосферного воздуха оболочкой, состоящей из защитного газа.

По характеру воздействия защитной среды на расплавленный металл сварка делится на две группы:

- сварка в среде инертных газов;
- сварка в среде углекислого газа.

Сварка в среде инертных газов выполняется двумя способами:

- неплавящимся (вольфрамовым) электродом с применением или без применения присадочной проволоки;
- плавящимся электродом.

В среде *инертных газов* рекомендуется сваривать детали из алюминиевых, медных и титановых сплавов, высоколегированных сталей и сплавов, а также детали из разнородных сталей и сплавов.

В среде *углекислого газа* рекомендуется сваривать детали из углеродистой и легированной сталей толщиной до 20 мм. Сварку в среде углекислого газа не допускается применять при изготовлении конструкций из алюминиевых, титановых и медных сплавов.

8.5.2.1.4. Газовая сварка

При газовой сварке свариваемый и присадочный металлы расплавляют в пламени, получающемся при сгорании какого-либо горючего газа (чаще всего – ацетилен) в кислороде.

Газовую сварку осуществляют и *без применения присадочного материала* – формирование шва проводят за счет расплавления кромок основного металла (соединения – стыковое с отбортовкой и угловое).

Эту сварку применяют в основном при ремонтных работах, при заварке дефектов чугуна литья, при сварке тонколистовых конструкций из малоуглеродистых сталей (толщиной до 5 мм) и некоторых цветных металлов.

По сравнению с электродуговой сваркой, газовая сварка – процесс малопроизводительный.

Недостатки: прочностные качества сварных соединений на сталях и алюминии невысоки, возникают значительные деформации свариваемых деталей.

8.5.2.1.5. Виды сварных соединений

Основными видами сварных соединений дуговой и газовой сваркой являются:

- стыковые (С);
- угловые, которые, в свою очередь, подразделяются на:
 - нахлесточные (Н);
 - тавровые (Т);
 - угловые (У).

Наиболее просты и прочны стыковые швы.

Угловые швы могут выполняться за один или несколько проходов автоматической, механизированной и ручной сваркой, что приводит к различной глубине провара основного металла (рис. 8.23, а; 8.23, в).

Угловые швы *треугольного* профиля делают *прямыми* (нормальными) (рис. 8.23, а), *выпуклыми* (рис. 8.23, г) и *вогнутыми* (рис. 8.23, д) и иногда с *неровными* катетами (рис. 8.23, е).

Чаще всего применяют нормальный шов.

Выпуклые швы (условно называемые швами с усилением) склонны к образованию подрезов (непровары на участках соединения шва со стенками деталей) и обладают пониженным сопротивлением усталости.

Наиболее прочны вогнутые швы, но выполнение их труднее и менее производительно.

Швы с *неравными* катетами целесообразно применять в конструкциях, работающих на усталостные нагрузки.

Площадь среза углового шва зависит от расчетной толщины шва h_p и его длины (рис. 8.23).

Расчетная толщина шва зависит от способа выполнения шва, его вида и связана с катетом шва K зависимостью:

$$h_p = \beta K, \quad (8.31)$$

где β – коэффициент для определения расчетной толщины углового шва, принимаемый равным: 1 – для *однопроходной автоматической* сварки (рис. 8.24, б); 0,8 – для *однопроходной механизированной* сварки; 0,7 – для *ручной* сварки (рис. 8.23, г), а также для *многопроходной автоматической* и *механизированной* сварки (рис. 8.24, а); K – расчетный катет углового шва, равный катету вписанного равнобедренного прямоугольного треугольника.

Часто при расчетах прочности соединений с угловыми швами коэффициент β принимают равным 0,7 независимо от способа сварки.

Катет шва выбирают из условия $K \leq s$, но не менее 3 мм при $s \geq 3$ мм. Верхний предел толщины швов не ограничен, но швы, у которых $K > 20$ мм, встречаются редко.

Из-за дефектов сварки на концах шва (непровар в начале и кратер в конце шва) принимают минимальную длину шва не менее 30 мм.

В *нахлесточных* соединениях принимают $L \geq 4s_1$, где s_1 – минимальная толщина свариваемых деталей.

Длина L_ϕ лобовых швов не ограничена. Длина L_Π фланговых швов не должна превышать $60K$ для ограничения неравномерности распределения напряжений по длине флангового шва.

При *точечной* и *роликовой* сварке тонких изделий (толщиной менее 2 мм) диаметр точки d и ширина шва должны быть в 2–3 раза больше толщины s наиболее тонкого свариваемого элемента. При сварке более толстых материалов диаметр точки и ширину шва выбирают из соотношения $d = s + 3$ мм.

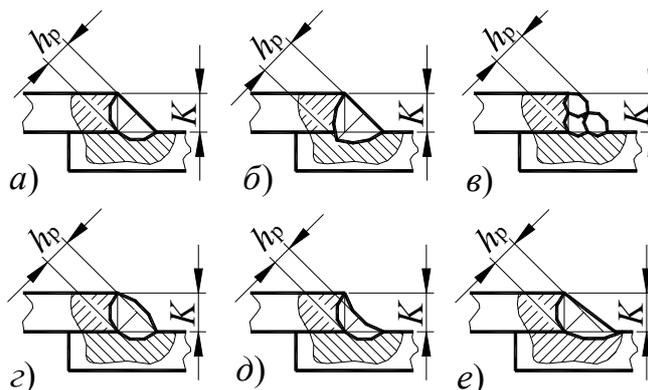


Рис. 8.23

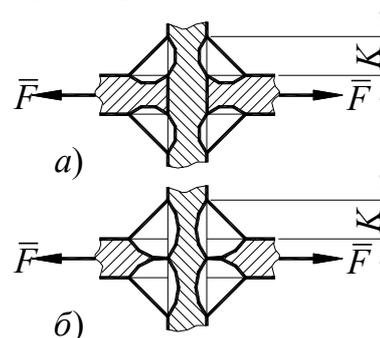


Рис. 8.24

8.5.2.1.6. Выбор сварочных материалов

Свариваемость конструкционных углеродистых, легированных и низколегированных сталей определяется приближенно по эквиваленту углерода C_3 по формуле:

$$C_3 = C + 0,05Mn + 0,067Ni + 0,1(Cr + Mo + V), \quad (8.31)$$

где С – содержание углерода, %;
Mn – содержание марганца, %;
Ni – содержание никеля, %;
Cr – содержание хрома, %;
Mo – содержание молибдена, %;
V – содержание ванадия.

В зависимости от величины С сталь по свариваемости подразделяется на четыре группы:

- I – хорошая свариваемость, $C_3 < 0,25$ %;
- II – удовлетворительная свариваемость, $C_3 = (0,25-0,39)$ %;
- III – ограниченная свариваемость, $C_3 = (0,39-0,5)$ %;
- IV – плохая свариваемость, $C_3 > 0,5$ %.

При выборе марок сталей для сварных конструкций следует применять марки сталей, отнесенных к группам свариваемости I, II, III. Применение марок сталей группы IV следует ограничивать (табл. П.88, П.89).

К сварочным материалам относятся сварочная проволока, флюсы, электроды для ручной электродуговой сварки, защитные и горючие газы.

При назначении сварочных материалов необходимо учитывать их технико-экономические характеристики: марку свариваемого материала, обеспечение требуемой формы и размеров швов, обеспечение необходимых механических свойств сварных соединений и коррозионной стойкости, возможность сварки в различных пространственных положениях, предупреждение появления трещин в металле шва и зоне термического влияния, способ сварки, стоимость, коэффициент полезного действия.

Для обеспечения эксплуатационной надежности сварных соединений необходимо обеспечивать не только равнопрочность шва с основным металлом, но и высокую пластичность металла шва. Практически это сравнительно легко достигается при сварке малоуглеродистых сталей. При сварке высокопрочных и легированных сталей, когда не представляется возможным подобрать электроды, обеспечивающие сочетание этих условий, следует предпочитать электроды с несколько меньшей прочностью наплавленного металла, но с более высокой пластичностью.

Механические характеристики сварочных материалов приведены в табл. П.92, рекомендации по их применению – в табл. П.90), технологические особенности при сварке сталей – в табл. П.91 и марки сварочной проволоки алюминиевых сплавов – в табл. П.93, П.94.

При сварке алюминия и его сплавов допускается применение сварки в среде инертных газов, контактной, газовой, ручной электродуговой, под флюсом.

Выбор состава проволоки для сварки обуславливается требованиями, предъявляемыми к металлу шва и соединениям. Обычно требования предусматривают стойкость против образования трещин, прочность, пластичность, коррозионную стойкость.

В табл. П.95 приведены области применения алюминиевых сплавов, их свойства и характеристики свариваемости.

В табл. П.96 приведены рекомендуемые марки сварной и присадочной проволоки для сварки меди, медных и титановых сплавов.

8.5.2.1.7. Конструктивные элементы и размеры стандартных швов

В табл. П.97 приведены обозначения сварных швов, их конструктивные элементы и характерные размеры в соответствии с ГОСТ 5264–80.

Сварка стыковых соединений деталей неодинаковой толщины при разнице, не превышающей приведенных ниже значений, должна проводиться так же, как деталей одинаковой толщины (конструктивные элементы подготовленных кромок и размеры сварного шва следует выбирать по большей толщине), из табл. 8.3.

Таблица 8.3

Толщина тонкой детали, мм	1–4	4–20	30–30	Св. 30
Разность толщин деталей	1	2	3	4

При разности в толщине свариваемых деталей свыше этих значений на детали, имеющей большую толщину s_1 , должен быть сделан скос с одной или двух сторон до толщины тонкой детали s , как указано на рис. 8.25. При этом конструктивные элементы подготовленных кромок и размеры сварного шва следует выбирать по меньшей толщине.

Катеты углового шва K и K_1 должны быть установлены при проектировании сварного соединения, но не более 3 мм для деталей толщиной до 3 мм включительно и 1–2 толщины более тонкой детали при сварке деталей толщиной свыше 3 мм.

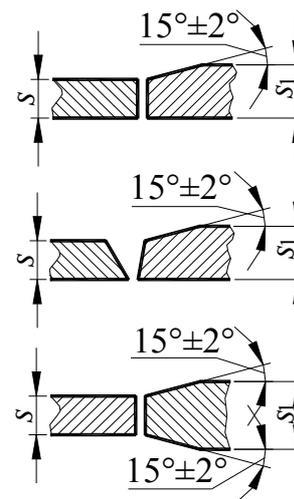


Рис. 8.25

8.5.2.1.8. Расчет сварных соединений на прочность

Прочность сварного соединения зависит от качества основного материала, определяющего его способность к свариванию, от совершенства технологического процесса сварки и от характера действующих нагрузок (постоянные и переменные). Все принятые в инженерной практике методы расчета сварных соединений являются приближенными, дающими возможность получить решение с меньшей затратой времени.

Наиболее трудной и ответственной частью расчета является правильный выбор допускаемых напряжений или запасов прочности с учетом всех особенностей рассчитываемой конструкции, технологии ее изготовления и условий эксплуатации.

Допускаемые напряжения в сварных швах при статической нагрузке определяют в зависимости от допускаемых напряжений на растяжение σ_p для основного металла:

- при растяжении:

$$\sigma_p = \frac{\sigma_T}{k}, \quad (8.32)$$

где k – коэффициент запаса прочности, принимаемый обычно равным 1,4–1,6 к допускаемым напряжениям на основной металл;

- при сжатии:

$$\sigma_{сж} = \sigma_p; \quad (8.33)$$

- при срезе:

$$\tau_{сж} = (0,5 - 0,6) \sigma_p. \quad (8.34)$$

В зависимости от вида сварного соединения и сварки принятые допускаемые напряжения для сварных швов понижаются путем умножения их на коэффициент ϕ (табл. 8.4).

Таблица 8.4

Значения коэффициента ϕ в зависимости от вида сварного соединения и сварки

Вид сварного соединения	Вид дуговой сварки	ϕ
Стыковое с двусторонним проваром	Автоматическая под флюсом	1,00
	Ручная, выполненная качественным электродом	0,95
	Ручная с повышенными требованиями контроля	1,00
Стыковое на подкладке	Ручная	0,90
Стыковое при одностороннем шве	Автоматическая под флюсом	0,80
	Ручная	0,70
Тавровое со сплошным проваром	Автоматическая под флюсом	1,00
	Ручная	0,70
Тавровое с угловыми швами без сплошного провара Внахлестку с двумя швами	Автоматическая под флюсом или ручная	0,80

Допускаемые напряжения при периодическом нагружении:

$$\sigma_{Rp} = \gamma \sigma_p; \quad (8.35)$$

$$\tau_{Rp} = \gamma \tau_p, \quad (8.36)$$

где γ – коэффициент понижения допускаемых напряжений,

$$\gamma = \frac{1}{(ak_{\sigma} + b) - (ak_{\tau} - b)} \leq 1, \quad (8.37)$$

где k_{σ} – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений (табл. 8.5);

k_{τ} – эффективный коэффициент концентрации нормальных (касательных) напряжений (табл. 8.5); a, b – коэффициенты:

для углеродистых сталей $a = 0,58, b = 0,26;$

для низколегированных сталей $a = 0,65, b = 0,30.$

Таблица 8.5

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для сварных швов

Сварной шов		Коэффициент $k_\sigma(k_\tau)$ для стали	
		углеродистой	низколегированной
стыковой с полным проваром корня шва	при автоматической и ручной сварке и контроле швов	1,0	1,0
	при ручной сварке без контроля качества шва	1,2	1,4
	при автоматической сварке без контроля качества шва	1,1	1,2
угловой лобовой	при ручной сварке	2,3	3,2
	при автоматической сварке	1,7	2,4
	угловой фланговый шов, работающий на срез от осевой силы	3,4	4,4

Коэффициент асимметрии цикла R определяют как отношение наименьшего и наибольшего по абсолютному значению напряжений или сил, взятых со своими знаками:

$$R = R_\sigma = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}; \quad (8.38)$$

$$R = R_\tau = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}. \quad (8.39)$$

8.5.2.1.9. Условные изображения и обозначения сварных швов

Условные изображения и обозначения на чертежах швов сварных соединений устанавливает ГОСТ 2.312–72.

Сварной шов, независимо от способа сварки, изображают на чертеже соединения следующим образом:

видимый шов – сплошной основной линией (рис. 8.26);

невидимый шов – штриховой линией (рис. 8.27);

при *точечной* сварке видимую одиночную сварную точку – знаком «+», который выполняют основными сплошными линиями (рис. 8.28);

при *точечной* сварке *невидимые одиночные* сварные точки не изображают.

На изображении сварного шва различают *лицевую* и *оборотную* стороны.

За *лицевую* сторону одностороннего шва принимают ту сторону, с которой проводится сварка. Лицевой стороной двустороннего шва с несимметричной подготовкой (скосом) кромок будет та сторона, с которой проводят сварку основного шва (рис. 8.26, б).

Если же подготовка симметрична, то за *лицевую* сторону принимают любую сторону (рис. 8.26, в).

На изображении сечения многопроходного шва допускается выносить контуры *отдельных проходов*; при этом необходимо обозначать проходы прописными буквами русского алфавита (рис. 8.29).

Шов, размеры конструктивных элементов которого стандартами не установлены (нестандартный шов), изображают с указанием размеров конструктивных элементов, необходимых для выполнения шва по данному чертежу (рис. 8.30).

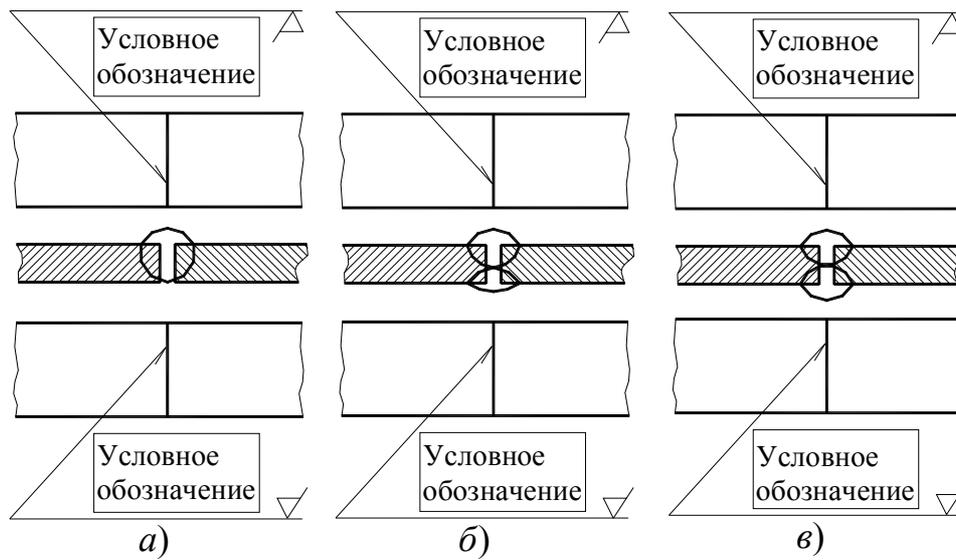


Рис. 8.26

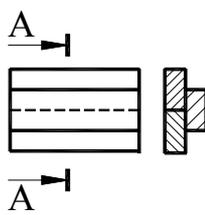


Рис. 8.27

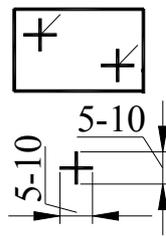


Рис. 8.28

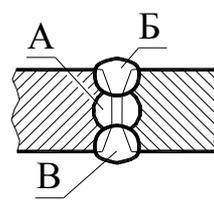


Рис. 8.29

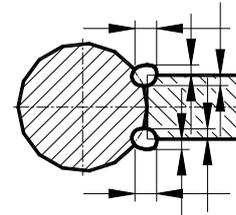


Рис. 8.30

Границы шва изображают сплошными основными линиями, а конструктивные элементы кромок в границах шва – сплошными тонкими линиями.

На чертежах сварного соединения каждый шов имеет условное обозначение, которое наносят:

для шва с *лицевой* стороны – на полке линии-выноски, заканчивающейся односторонней стрелкой, проведенной от изображения шва;

для шва с *оборотной* стороны – под полкой линии-выноски, заканчивающейся односторонней стрелкой, проведенной от изображения шва.

Структура условного обозначения стандартного шва или одиночной сварной точки включает:

1. Обозначение стандарта на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений (табл. 8.6).
2. Буквенно-цифровое обозначение шва по стандарту на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений.
3. Условное обозначение способа сварки по стандарту на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений (допускается не указывать).
4. Знак и размер катета по стандарту на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений.
5. Для прерывистого шва – длину провариваемого участка, обозначение знака № 4 для цепного шва или № 5 для шахматного шва (табл. 8.6) и шаг.

Для одиночной сварной точки – расчетный диаметр точки.

Для шва контактной точечной сварки или электрозаклепочного – расчетный диаметр точки или электрозаклепки, обозначение знака № 4 или № 5 (табл. 8.6) и шаг.

Для шва контактной роликовой сварки – расчетную ширину шва.

Для прерывистого шва контактной роликовой сварки – расчетную ширину, знак умножения, длину провариваемого участка, обозначение знака 4 и шаг.

6. Обозначение вспомогательных знаков 7, 2 и 1 (табл. 8.6).

7. Обозначение вспомогательных знаков 6 и 3 (табл. 8.6).

После вспомогательных знаков, если указана последующая механическая обработка шва, ставят обозначение шероховатости поверхности обработанного шва (рис. 8.26, а).

Вспомогательные знаки (табл. 8.6) выполняют тонкими сплошными линиями, они должны быть одинаковой высоты с цифрами, входящими в обозначение шва.

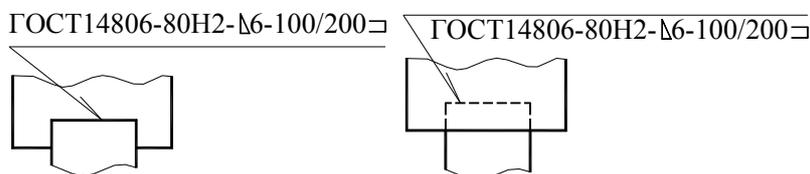


Рис. 8.31

Условное обозначение стандартного шва, показанное на полке линии-выноски (рис. 8.31), расшифровывается так:

- шов нахлесточного соединения (буква Н);
- прерывистый шов по незамкнутой линии (знак 7);
- катет сечения шва 6 мм;
- длина каждого проваренного участка 100 мм;
- шаг 200 мм (100/200).

Сварочные материалы указывают на чертеже в технических требованиях или таблице швов.

Таблица 8.6

Вспомогательные знаки для обозначения сварных швов

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

Вспомогательный знак		Значение вспомогательного знака	Расположение вспомогательного знака относительно полки линии-выноски, проведенной от изображения шва	
Номер	Обозначение		с лицевой стороны	с оборотной стороны
3	Г	Шов выполнить при монтаже изделия, то есть при установке его по монтажному чертежу на месте применения		
4	/	Шов прерывистый или точечный с цепным расположением. Угол наклона линии – 60°		
5	Z	Шов прерывистый или точечный с шахматным расположением		
6	0	Шов по замкнутой линии. Диаметр знака – (3–5) мм		
7	≡	Шов по незамкнутой линии. Знак применяют, если расположение шва ясно из чертежа		

Допускается не указывать сварочные материалы.

При наличии на чертеже одинаковых швов обозначение наносят у одного из изображений, а от изображений остальных одинаковых швов проводят линии-выноски с полками.

Всем одинаковым швам присваивают один порядковый номер, который наносят:

- на линии-выноске, имеющей полку с нанесенным обозначением шва;
- на полке линии-выноски, проведенной от изображения шва, не имеющего обозначения, с лицевой стороны.

8.5.2.1.10. Написание технических требований на чертежах сварных конструкций

В технических требованиях на чертежах сварных конструкций рекомендуется приводить следующие данные:

1) марку электродов или присадочной проволоки.

Вместо марки допускается указывать тип электрода по соответствующим государственным стандартам. Допускается вместо марок и типов электродов и марок присадочных проволок указывать необходимые требования к прочности и другим свойствам швов или сварных соединений;

2) сведения о необходимости термической обработки сварной конструкции после сварки;

3) сведения о необходимости, ограничении или запрещении правки;

4) контролируемые швы или участки швов и необходимость их контроля;

5) группу сварных соединений;

б) конструктивные и технологические нормы подготовки и сборки кромок под сварку и контролируемые размеры швов. Они должны соответствовать требованиям нормативно-технических документов.

Для упрощения чтения и выполнения чертежа сложного сварного изделия (на нескольких листах большого формата) целесообразно обозначение шва указывать не на изображении, а в технических требованиях чертежа или в табл. швов (табл. 8.7).

При этом на изображении будут нанесены только линии-выноски с номером, присвоенным группе одинаковых швов.

Ниже приведены примеры записи технических требований на чертежах сварных конструкций.

Для *углеродистых* сталей обыкновенного качества (ГОСТ 380–88), сталей *углеродистых качественных конструкционных* (ГОСТ 1050–88):

1. Сварку проводить электродом Э42А (ГОСТ 9467–75).
Сварные швы по ГОСТ 5264–80.
2. Сварные швы группы ... (отраслевой стандарт).
Если на чертеже имеются стандартные и нестандартные швы, то в технических требованиях пишут:
 1. Сварку проводить электродом Э42А (ГОСТ 9467–75).
Сварные швы № № ... по ГОСТ 5264–80.
Сварка швов № ... – ручная дуговая.
 2. Сварные швы группы ... (отраслевой стандарт).
Допускается на чертеже сварные швы не обозначать, особенно для пространственных конструкций из уголков, швеллеров и т. д.

Таблица 8.7

Примеры табличного оформления швов

Номер шва	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Обозначение шва	C2	C2 Ω R:80 \checkmark	T3 Δ 5	T1 Δ 3 \equiv	T3 Δ 4 \equiv	У2	H1 Δ 6	H1 Δ 4 \equiv	T1 Δ 6 \equiv
Количество швов	4	14	46	2	2	84	1	4	2

Например:

...В местах стыка деталей из швеллеров сварка швами T3 катетом не менее 5 мм и C2 по ГОСТ 5264–80 по всей длине соприкосновения деталей.

...В местах стыка деталей из листов сварка швом C2 длиной 50 мм и шагом 200 мм, приварка деталей из листов к швеллерам и фланцам швом H1 катетом не менее 5 мм длиной 50 мм с шагом 200 мм по ГОСТ 5264–80.

...В местах стыка деталей из труб сварка швом У5 катетом не менее 5 мм по ГОСТ 16037–80 по всей длине соприкосновения деталей.

...В местах стыка деталей из труб со швеллерами сварка швом T1 катетом не менее 5 мм по ГОСТ 5264–80.

...В местах стыка деталей из труб с лентой сварка швом H1 по ГОСТ 5264–80.

Для *легированных конструкционных* сталей (ГОСТ 4543–71):

1. Сварку проводить электродом Э85А (ГОСТ 9467–75).
2. Сварные швы по ГОСТ 5264–80.
3. Сварные швы группы ... (отраслевой стандарт).

Для *коррозионно-стойких сталей* по ГОСТ 5632–72 (сталь 12Х18Н10Т):

1. Сварные швы по ГОСТ 14771–76.
2. Сварку проводить с присадочной проволокой Св06Х19Н9Т ГОСТ 2246–70.
3. Допускается замена на проволоку Св04Х19Н11М3 ГОСТ 2246–70.
4. Допускается сварка электродуговая. Электрод Э-08Х17Н8М2 ГОСТ 10052–75.
5. Сварные швы группы ... (отраслевой стандарт).

Если в сварной конструкции применяются различные способы сварки, то в технических требованиях следует делать запись по типу:

1. Сварка электродуговая электрод Э-08Х20Н9Г2Б (ГОСТ 10052–75). Допускается электрод Э-08Х17Н8М2 (ГОСТ 10052–75).

1. Сварные швы группы ... (отраслевой стандарт).

3. Сварные швы, выполненные электродуговой сваркой, контролировать радиографическим методом по ГОСТ 7512–82.

4. Остальные сварные швы выполнить аргонодуговой сваркой с присадочной проволокой Св06Х19Н9Т (ГОСТ 2246–70).

5. Сварные швы, выполненные точечной сваркой, группы ... (отраслевой стандарт).

Если на сборке выполняются сварные швы из алюминиевых сплавов различных марок, то в технических требованиях дается следующая запись;

Сварные швы по ГОСТ 14806–80, кроме шва № 1.

Сварку швов № 7 – № 5 проводить с присадочной проволокой СВАМц (ГОСТ 7871–75).

Сварка шва № 1 – с присадочной проволокой СВАМгб (ГОСТ 7871–75).

Сварные швы группы ... (отраслевой стандарт).

8.5.2.2. Конструирование сварных корпусов

Корпус и крышку редуктора сваривают из элементов, изготовленных из проката (лист, полоса, прутки круглого сечения и др.).

Толщину стенок сварного корпуса принимают равной:

$$\delta_{св} \approx 0,8\delta, \quad (8.40)$$

где δ – толщина стенок литого чугунового корпуса (разд. 8.4.1).

После сварки корпус и крышку отжигают и иногда правят (рихтуют). Затем производят обработку резанием плоскостей и отверстий детали.

Конструкции сварных корпусов редукторов разнообразны. Возможный вариант конструктивного оформления сварного корпуса конического одноступенчатого редуктора показан на рис. 8.32.

Конструирование отдельных элементов сварного корпуса (подшипниковых гнезд, мест крепления крышки и корпуса, опорных фланцев и др.) подчиняется общим правилам, изложенным в разд. 8.

Сварные корпуса редукторов других типов конструируют аналогично.

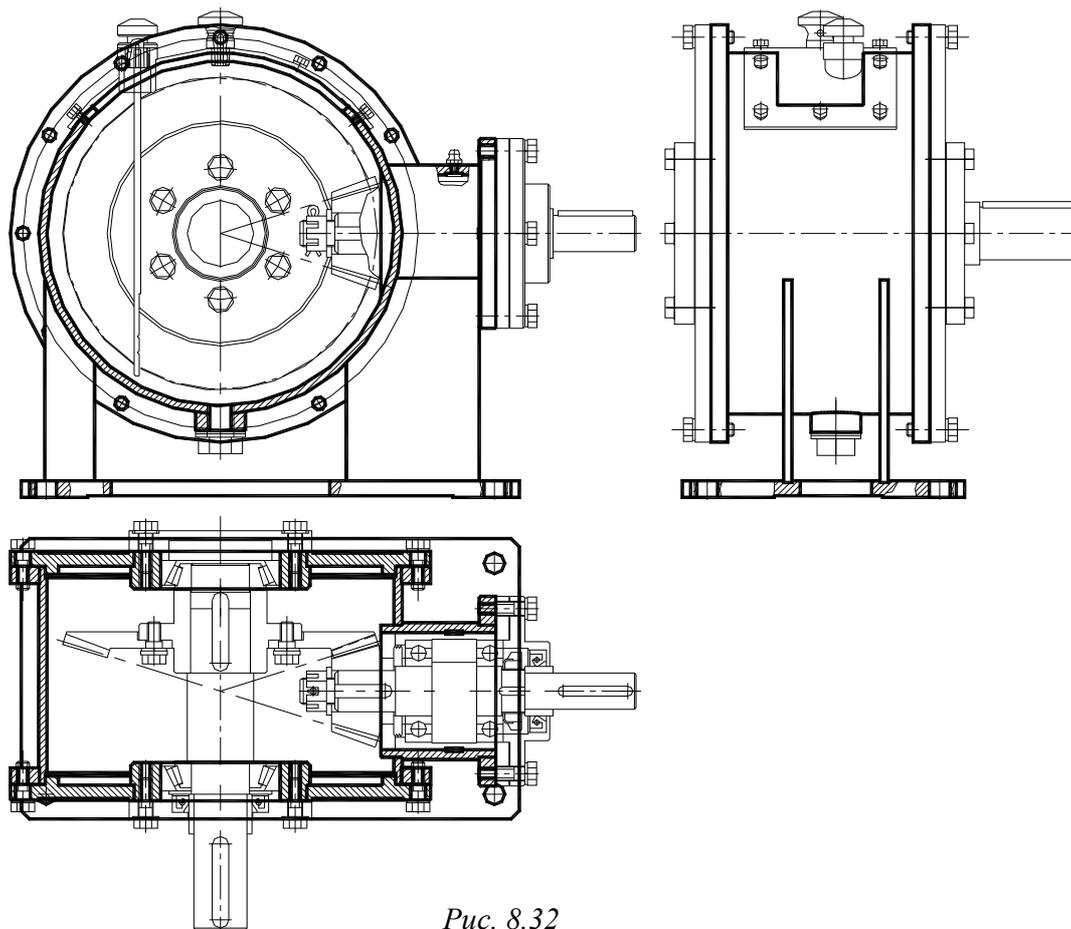


Рис. 8.32

9. ПЛИТЫ И РАМЫ

Фундаментные плиты (рис. 9.1) и рамы (рис. 9.2) предназначены для монтажа на них агрегатов машины и для обеспечения нормального функционирования машины должны обеспечивать соосность их валов, технологично простую сборку и разборку машины. Их прочность и жесткость обеспечивается выбором рациональной формы и размеров элементов, применением ребер жесткости, перегородок, приливов и т. п.

Плиты выполняют литыми, а рамы – сварными.

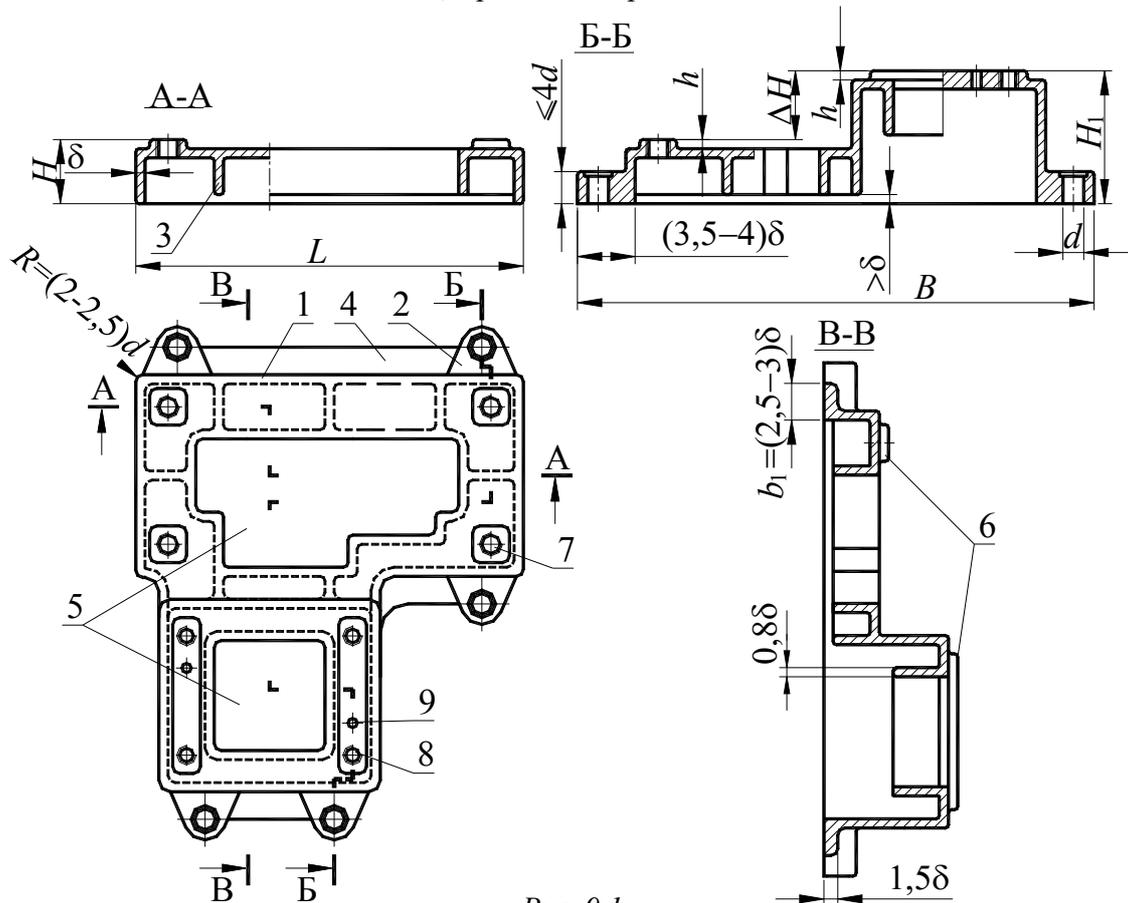


Рис. 9.1

Сварные рамы, выполненные из профильного и листового материала, при единичном производстве легче и дешевле литых плит, поскольку не требуется изготовлять дорогостоящие модели и стержневые ящики. При выпуске более трех-пяти изделий экономически выгоднее изготовить плиты. Их, как правило, отливают из серого чугуна марок СЧ10, СЧ15, позволяющего получить недорогие детали сложной формы, обладающие достаточно высокой жесткостью и прочностью. Часто, в целях снижения веса и упрощения обработки, применяют комбинированные сварно-литые и штампосварные конструкции. Конструкция плит и рам зависит в основном от типоразмера агрегатов, устанавливаемых на них.

На рис. 9.1 показан эскиз типовой плиты, предназначенной для установки на нее электродвигателя и цилиндрического редуктора, у которой высота центра электродвигателя на ΔH больше, чем высота центра у редуктора.

На рис. 9.2 представлен эскиз типовой сварной рамы для того же привода.

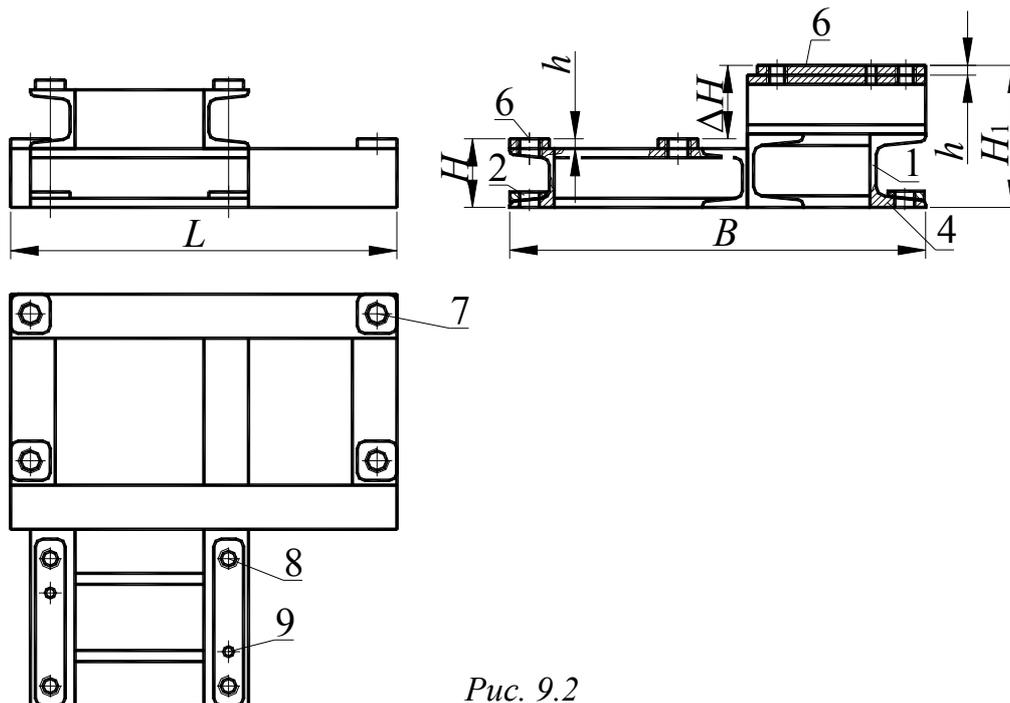


Рис. 9.2

Конструкции плит (рам) различны. Однако у них имеются общие конструктивные элементы (рис. 9.1, рис. 9.2):

- 1 – стенки;
- 2 – приливы с отверстиями для размещения фундаментных болтов, крепящих плиту к фундаменту;
- 3 – ребра жесткости;
- 4 – опорные фланцы;
- 5 – окна в горизонтальных и вертикальных стенках;
- 6 – опорные поверхности – пластики, предназначенные для уменьшения обрабатываемой поверхности;
- 7, 8 – резьбовые отверстия для установки шпилек (болтов, винтов), служащих для крепления агрегатов к плите;
- 9 – отверстия для штифтов, используемых для фиксации агрегата.

Прежде чем приступить к проектированию плиты (рамы), необходимо определить ее конструктивную форму и основные размеры. Для этого следует вычертить общий вид установки в необходимых количествах проекций.

Высоту плиты H (H_1) выбирают исходя из условия обеспечения критерия ее работоспособности:

$$H \geq (0,09 - 0,11)L, \quad (9.1)$$

где L – длина плиты.

Размеры ΔH , L и B плиты определяются при компоновке конструкцией устанавливаемых на ней агрегатов.

Толщину стенок δ назначают постоянной во всех сечениях и выбирают в зависимости от приведенного габаритного размера N (табл. П.308):

$$N = 0,33(2L + B + H). \quad (9.2)$$

В вертикальных стенках необходимо предусматривать сквозные окна, используемые для транспортировки плиты.

В горизонтальных стенках следует делать возможно большие окна.

При конструировании фундаментной плиты следует предусмотреть литейные уклоны β из ряда:

1:5 ($\sim 12^\circ$), 1:10 ($\sim 6^\circ$), 1:20 ($\sim 3^\circ$), 1:50 ($\sim 1^\circ$).

Радиусы закруглений R должны быть назначены из условия:

$$R \geq (0,2 - 0,3)\delta. \quad (9.3)$$

Высота всех приливов, где размещаются фундаментные болты, должна быть одинаковой. Для рам средних размеров высоту приливов h принимают из диапазона (5–8) мм.

Диаметр d и число фундаментных болтов z_ϕ , крепящих раму (фундаментную плиту) к полу цеха, следует выбирать в соответствии с табл. П.309.

Диаметры резьбовых отверстий, служащих для крепления агрегатов, назначают по соответствующим размерам агрегатов.

Толщина платиков после окончательной обработки должна быть не менее 5 мм.

В плитах больших размеров для увеличения жесткости и прочности следует предусматривать продольные и поперечные ребра толщиной $0,8\delta$, отстоящие от опорной поверхности не менее чем на δ .

Ра́мы желательно изготавливать из швеллеров одного размера, которые для удобства крепления агрегатов к раме и самой рамы к фундаменту располагают полками наружу. Размер H профиля (его номер) должен быть выбран так, чтобы обеспечивались два условия:

- условие создания необходимой жесткости в соответствии с вышеприведенной формулой для определения условия обеспечения главного критерия работоспособности плиты H ;
- условие свободного размещения гайки или головки болта большего диаметра на полках швеллера.

Все контуры стыкуемых деталей *рам* следует обваривать.

При *выборе материала* детали следует учитывать следующие факторы:

- массовые и габаритные требования к проектируемому изделию;
- соответствие физико-механических свойств материала готовой детали (с учетом изменения этих свойств в процессе предшествующих обработок и покрытий) главному критерию работоспособности (прочности, жесткости, износостойкости и др.) и требуемому сроку службы (долговечности);
- специфические условия работы изделия (агрессивную среду, запыленность и т. п.);
- соответствие технологических свойств материала (литейных свойств, штампуемости, свариваемости, обрабатываемости на станках) конструктивной форме, предполагаемому способу получения заготовки и готового изделия и требуемым параметрам качества поверхности (прежде всего, шероховатости);
- возможность унификации материала деталей проектируемой машины;

- стоимость и дефицитность материала;
- требования эстетики.

Окончательное решение о выборе того или иного материала принимают на основе технико-экономического расчета с учетом возможности экономии материала и повышения эффективности производства.

В тексте пояснительной записки, спецификации и графе 3 основной надписи рабочих чертежей деталей необходимо указывать *обозначение материала деталей*. Это обозначение следует вносить в текст пояснительной записки лишь для проектируемых деталей.

В спецификации в графе «Наименование» данное обозначение приводить для двух разделов – «Детали» и «Материалы», причем в разделе «Детали» его указывать лишь для оригинальных деталей, на которые не выпущены чертежи, сразу после их наименования.

Если для изготовления детали предусматривается использование заменителей материала, то их следует указывать в технических требованиях, технических условиях или в других документах.

В обозначении материала должны быть указаны его марка и номер стандарта.

10. МУФТЫ

10.1. Общие сведения

Муфтами называют устройства, предназначенные для соосного соединения валов и служащие:

- для передачи вращающего момента;
- в качестве предохранительных устройств;
- в качестве тормозов;
- для демпфирования ударных нагрузок при включении в действие приводных двигателей (*упругие* муфты);
- для плавного увеличения вращающего момента, прилагаемого со стороны двигателя к рабочей машине (*цепные* муфты);
- для регулирования собственной частоты колебаний машин, в состав которых они включаются, с целью устранения возможных резонансов системы в диапазоне рабочих скоростей их движения.

10.2. Классификация муфт

Муфты, применяемые в машиностроении, подразделяют:

- на *постоянные* муфты, предназначенные для передачи крутящего момента при постоянном соединении валов;
- *цепные* муфты, предназначенные, кроме передачи крутящего момента, для включения и выключения валов при их движении или во время остановки.

Основной нагрузкой для муфт является вращающий момент T .

10.2.1. Постоянные муфты

Если в процессе эксплуатации сохраняется соосность соединяемых валов, то используют жесткие *глухие* муфты – *штульные* и *фланцевые*.

Упругие муфты должны, в той или иной степени, компенсировать отклонения от соосного положения соединяемых валов, обусловленные особенностями конструкции, и практически неизбежными отклонениями (смещения), вызванными преимущественно погрешностями монтажа (рис. 10.1), а также деформациями валов от эксплуатационных нагрузок, тепловых воздействий и т. п. В противном случае детали муфт, соединяемые валы и их опоры (подшипники и корпуса) окажутся под действием неблагоприятных дополнительных нагрузок.

Компенсирующие жесткие муфты применяют для уменьшения влияния несоосности валов на работу подшипников и других устройств. Муфты содержат элементы, обладающие относительной подвижностью. Компенсация смещений валов при использовании таких муфт достигается наличием больших зазоров в сопряжениях их деталей или скольжения деталей друг по другу.

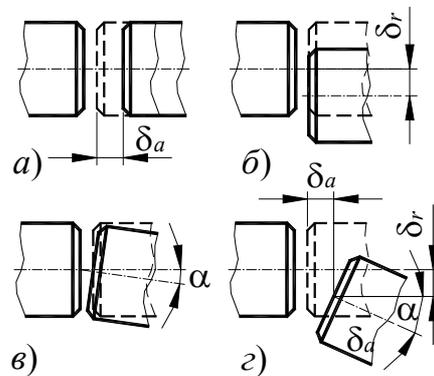


Рис. 10.1

10.2.1.1. Глухие муфты

Глухими называют муфты, образующие жесткое соединение валов (составной вал). Они обеспечивают постоянное особо точное и надежное соединение соосных валов с допускауемым смещением осей (0,002–0,005) мм; в длинных валопроводах это требование менее жестко. К *глухим* относят муфты *втулочные* и *фланцевые*.

10.2.1.1.1. Втулочные муфты

Втулочные муфты состоят из стальной или чугушной втулки, насаживаемой на концы валов и соединяемой с ними. Данные муфты стандартизованы ГОСТ 24246–96 и изготавливаются четырех исполнений (рис. 10.2).

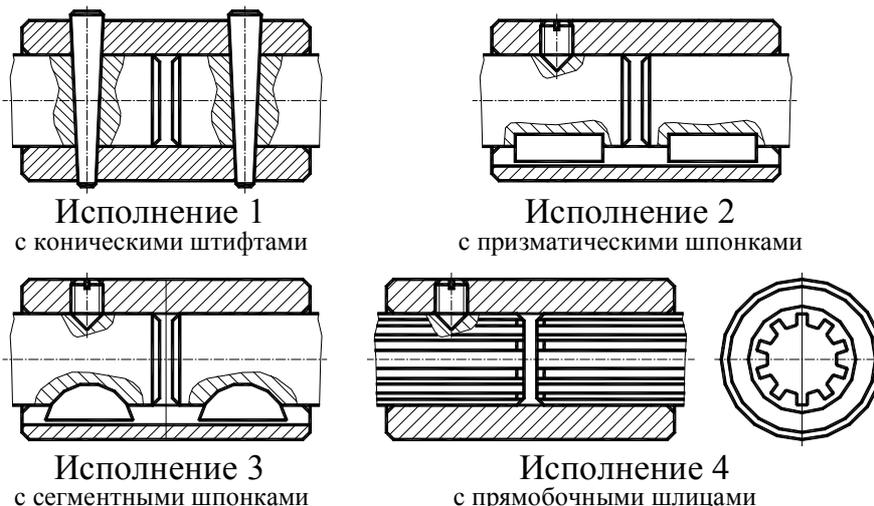


Рис. 10.2

Эти муфты предназначены для соединения соосных цилиндрических валов при передаче вращающего момента от 1 до 12 500 Н·м без смягчения динамических нагрузок и ограничения частоты вращения. В муфтах исключаются относительные угловые или поперечные смещения валов. Соотношения между размерами стандартных муфт таковы, что обеспечивается равнопрочность соединения. В ответственных случаях проверяют на *срез* штифты и на *смятие* штифтом втулку и вал. Обычно более близкими к разрушающим являются касательные напряжения в материале штифта; поэтому при значительной перегрузке втулочных муфт чаще всего срезается штифт.

10.2.1.1.2. Фланцевые муфты

Фланцевые муфты (рис. 10.3) предназначены для соединения соосных цилиндрических валов и передачи вращающего момента без уменьшения динамических нагрузок:

- стальными муфтами – от 16 до 40 000 Н·м при окружной скорости на наружном диаметре муфты до 70 м/с;
- чугунными муфтами – от 8 до 20 000 Н·м при окружной скорости до 35 м/с.

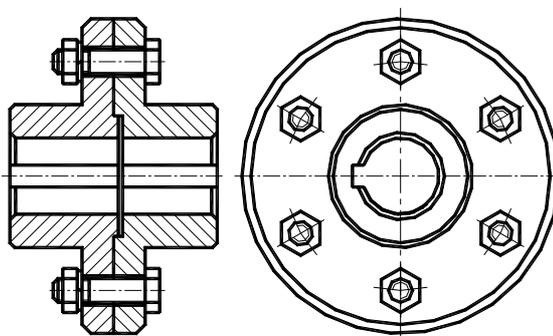


Рис. 10.3

Болты изготавливают из высоколегированной стали.

Фланцевые муфты передают крутящий момент либо трением между торцами сжатых болтами полумуфт (напряженные болты устанавливаются с зазором), либо работающими на срез болтами, точно пригнанными в отверстия полумуфт.

Фланцевые муфты стандартизованы ГОСТ 20761–96 и изготавливаются двух исполнений:

- с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080–66;
- цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080–66.

Допускается сочетание полумуфт в разных исполнениях и с различными диаметрами посадочных отверстий.

Для передачи больших вращающих моментов применяют *фланцевые* муфты, у которых полумуфты снабжены *торцовыми зубьями*. Такие муфты соединяют с валами с помощью сварки или эвольвентных шлицевых соединений.

10.2.1.2. Упругие муфты

Если привод испытывает ударные нагрузки, то для их ослабления предусматривают установку *упругой* муфты. Эти муфты, за счет использования упругих силовых элементов, способны не только компенсировать радиальные и угловые смещения, но и демпфировать колебания, амортизировать толчки и удары.

Муфта в этом случае является компенсатором системы не только при монтаже, но и при эксплуатации приводов, так как отклонения валов от соосного положения образуются также в результате их деформации от рабочей нагрузки и температуры.

К упругим относят муфты:

- упругие втулочно-пальцевые типа МУВП;
- упругие с торообразной оболочкой;
- упругие со звездочкой.

10.2.1.2.1. Упругие втулочно-пальцевые муфты

Упругие втулочно-пальцевые муфты (рис. 10.4) применяют для передачи вращающих моментов от 6,3 до 16 000 Н·м со смягчением ударов с помощью упругих резиновых гофрированных втулок 1, надеваемых на пальцы 2. Их работоспособность определяется стойкостью *втулок*. Втулочно-пальцевые муфты стандартизованы ГОСТ 21424–93. Они получили широкое распространение, особенно в передачах от электродвигателей. Полумуфты насаживают на концы валов с натягом с использованием призматических шпонок.

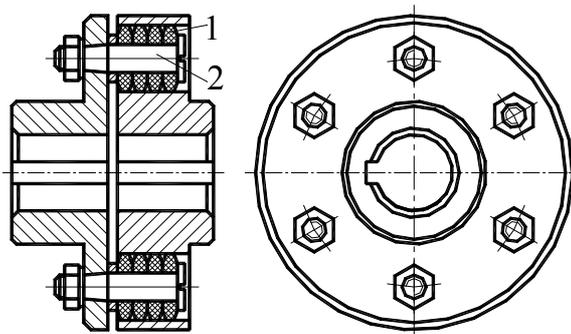


Рис. 10.4

Муфты, в зависимости от типоразмера, допускают радиальное смещение осей валов на (0,2–0,6) мм, продольное смещение валов на (1–2) мм и угловое смещение до 1°. Диапазон рабочих температур – от –40 °С до +50 °С.

Материал полумуфт – чугун С×20; для быстроходных муфт применяют поковки из стали 30 или стальное литье, пальцы получают из нормализованной стали 45, а втулки – из специальной резины.

10.2.1.2.2. Упругие муфты с торообразной оболочкой

Упругие муфты с торообразной оболочкой (рис. 10.5) характерны тем, что в качестве упругого элемента используется резиновая (или резинокордная) оболочка, закрепляемая с помощью прижимных колец и болтов. Для облегчения сборки иногда применяют разъемную оболочку (состоящую из двух половин), или заменяют сплошную оболочку несколькими упругими хомутами, имеющими такую же форму сечения.

Оболочка обладает большой упругостью, что придает муфте высокие компенсирующие свойства: осевое смещение (1–10) мм, радиальное (1–5) мм и угловое 1° – $1^\circ 30'$. Кроме того, одна полумуфта может повернуться относительно другой на угол до $5^\circ 30'$.

Эти муфты применяют для передачи вращающего момента от 20 Нм до 40000 Н·м.

Муфты с торообразной оболочкой стандартизованы ГОСТ 20884–93. Стандарт предусматривает муфты двух типов:

- 1 – с оболочкой выпуклого профиля;
- 2 – с оболочкой вогнутого профиля.

Полумуфты каждого типа изготавливают в двух исполнениях:

- 1 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080–66;
- 2 – коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081–72.

Допускается изготавливать полумуфты для длинных концов валов по ГОСТ 12080–66 и ГОСТ 12081–72, а также применять другие виды соединений полумуфт с валами.

Преимуществами муфт с упругими оболочками являются: широкая компенсация неточностей взаимного расположения соединяемых валов, а также простота монтажа и демонтажа упругого элемента.

Недостатком этих муфт является: увеличенные габариты по сравнению муфтами других конструкций.

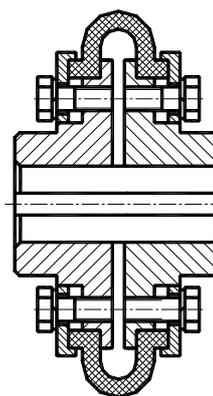


Рис. 10.5

10.2.1.2.3. Упругие муфты со звездочкой

Упругие муфты со звездочкой (рис. 10.6) состоят из двух одинаковых полумуфт, снабженных торцовыми кулачками, между которыми помещена резиновая звездочка с четырьмя (рис. 10.6, а) или шестью лепестками (рис. 10.6, б).

Первая из них может передавать вращающий момент от 2,5 до 6,3 Н·м при частоте вращения n в диапазоне (5000–6500) об/мин, вторая – от 16 до 400 Н·м при n в диапазоне 1500–4500 об/мин (большая частота вращения допускается для муфт меньшего диаметра).

Упругие муфты со звездочкой стандартизованы ГОСТ 14084–93.

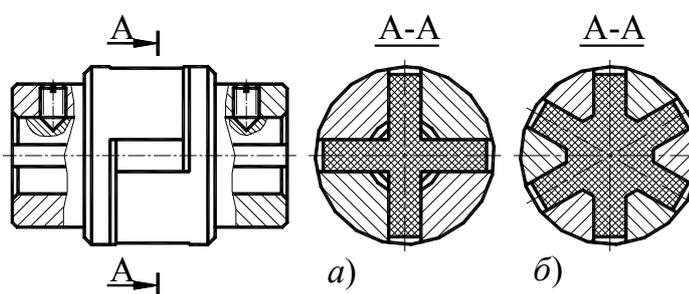


Рис. 10.6

Стандарт предусматривает муфты двух исполнений:

- 1 – на длинные концы валов;
- 2 – на короткие концы валов.

Муфты просты по конструкции, достаточно эффективно уменьшают динамические нагрузки.

К недостаткам следует отнести сравнительно небольшой передаваемый вращающий момент и необходимость сдвига валов или полумуфт при монтаже.

10.2.1.3. Компенсирующие муфты

Для предотвращения опасных перегрузок, возникающих в результате осевых, радиальных, угловых смещений соединяемых валов, ставят *компенсирующие* муфты. Они обеспечивают постоянное соединение валов с компенсацией небольших радиальных, осевых, угловых и комбинированных смещений валов.

Используются следующие разновидности компенсирующих муфт:

- зубчатые;
- цепные;
- шарнирные.

10.2.1.3.1. Зубчатые муфты

Зубчатые муфты (рис. 10.7) применяют в высоконагруженных конструкциях для соединения валов диаметром от 40 до 200 мм.

Муфта состоит из двух втулок с внешними зубьями и двух обойм с внутренними зубьями. Соединение втулок с валом осуществляется шпонкой и посадкой с натягом или шлицами.

Соединительные обоймы, внутренние зубья которых входят в зацепление с эвольвентными зубьями втулок, соединены между собой жестко с помощью болтов, посаженных в отверстия без зазора.

Головки зубьев на втулках имеют сферическую форму по длине зуба и бочкообразную форму в продольном сечении. Для муфт используют эвольвентное зацепление с профильным углом $\alpha = 20^\circ$ и коэффициентом высоты $h_a^* = 0,8$.

Центрирование обоймы относительно втулки обычно выполняют по наружному диаметру d_a . Большое число одновременно работающих зубьев эвольвентного профиля обеспечивает компактность и высокую нагрузочную способность. При такой форме зубьев и предусмотренных боковых зазорах в зацеплении допускается перекосяк оси каждого вала до $0^\circ 30'$ и некоторое радиальное смещение валов (при отсутствии углового смещения) от 1,5 до 6,5 мм (в зависимости от диаметра вала).

Детали зубчатых муфт изготавливают из стали 40 или стального литья. Зубья втулок термообрабатывают до твердости не ниже $42HRC_3$, а зубья обойм – не ниже $37HRC_3$. Для уменьшения интенсивности изнашивания зубьев в муфту заливают смазочный материал большой вязкости.

Зубчатые муфты стандартизованы ГОСТ 5006–83.

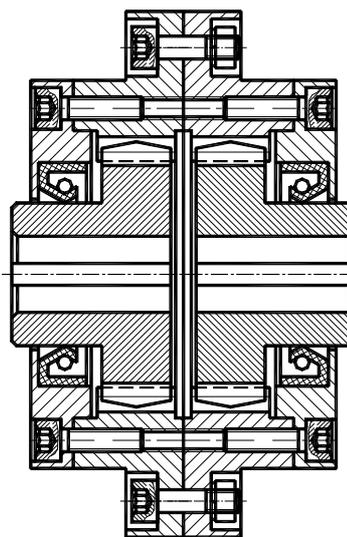


Рис. 10.7

Зубчатые муфты изготавливают двух типов:

- нормальные МЗ;
- удлиненные МЗП с промежуточным валом.

10.2.1.3.2. Цепные муфты

Цепные муфты (рис. 10.8, ГОСТ 20742–93) применяют для соединения валов с радиальным смещением до 1,2 мм и угловым смещением до 1° .

Вращающий момент (от 63 до 1600 Н·м) передается с помощью звездочек и замкнутой цепи.

Соединение полумуфт с валами может осуществляться с помощью шпонок или шлицев (прямобоочных или эвольвентных).

Муфты изготавливают двух типов:

- тип 1 – с однорядной цепью;
- тип 2 – с двухрядной цепью.

Полумуфты изготовляют следующих исполнений:

- с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080–66;
- коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081–72;
- отверстием на валы с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033–80;
- отверстием на валы с прямобоочными шлицами по ГОСТ 1139–80.

Допускается изготовлять полумуфты для длинных концов валов по ГОСТ 12080–66 и ГОСТ 12081–72.

Допускаются другие виды соединения полумуфт с валами.

Достоинства цепных муфт – простота конструкции и обслуживания, надежность, технологичность изготовления, малые размеры и масса, удобные монтаж и демонтаж.

Недостаток цепных муфт – наличие «мертвого» хода, который ограничивает их применение в реверсивных передачах.

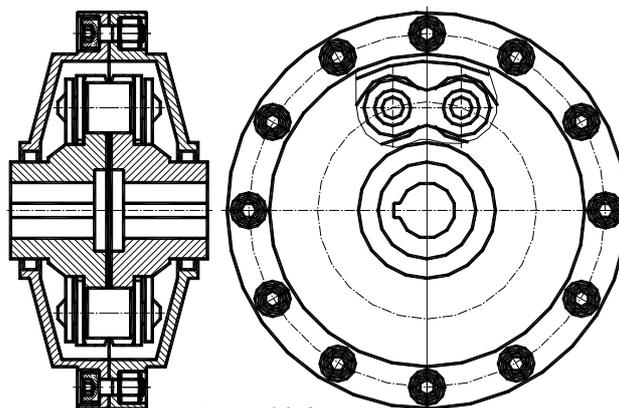


Рис. 10.8

10.2.1.3.3. Шарнирные муфты

Шарнирные муфты (ГОСТ 5147–97) (рис. 10.9) обеспечивают соединение несоосных валов, допуская наибольшие углы перекося (до 45°) по сравнению с муфтами других типов, причем в процессе работы величина угла наклона может изменяться.

Это достигается с помощью шарниров (1, 3) и промежуточного звена (крестовины) 2, выполненного в виде параллелепипеда с двумя отверстиями, оси которых пересекаются под прямым углом. Шарниры и крестовина соединены полуосями.

Муфты изготавливаются для валов с диаметрами от 8 до 40 мм, передаваемый момент – 11,2–1120 Н·м.

Недостатком шарнирной муфты является *неравномерность вращения входного вала при равномерном вращении выходного*, если валы установлены несоосно (рис. 10.9, б). Для устранения этого недостатка применяют *сдвоенные шарнирные муфты* (рис. 10.9, в), однако для равномерного вращения ведомого вала необходимо соблюдение параллельности соединяемых валов, соединенных с шарнирами 1 и 4.

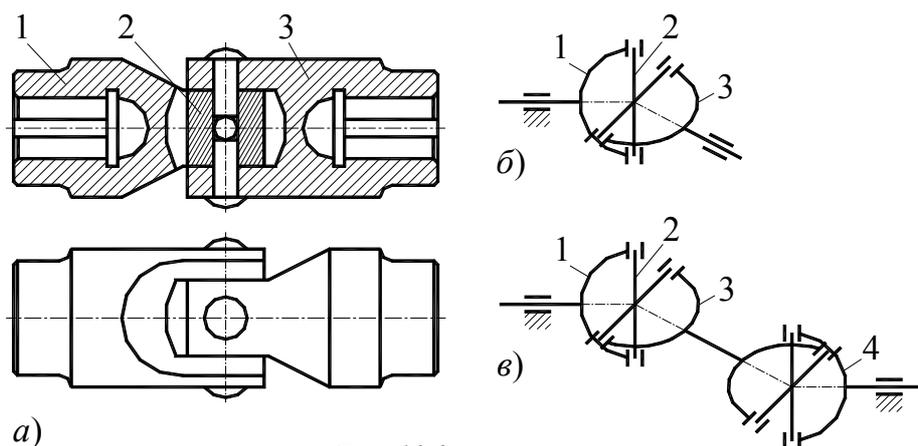


Рис. 10.9

10.2.2. Сцепные муфты

В зависимости от способа соединения и разъединения полумуфт в процессе работы различают *управляемые* и *самоуправляемые* (автоматические) сцепные муфты.

10.2.2.1. Сцепные управляемые муфты

Управляемые муфты предназначены для соединения или разъединения валов, а также валов и установленных на них деталей в подвижном или неподвижном состоянии с помощью специальных механизмов управления. Передача вращающего момента осуществляется либо за счет зацепления (зубчатые или кулачковые муфты), либо силами трения (фрикционные муфты). По сравнению с кулачковыми и зубчатыми, фрикционные муфты обладают рядом преимуществ: плавная передача движения от ведущего вала к ведомому, возможность включения при любой разности скоростей и предохранение механизмов от поломок деталей в случае внезапной перегрузки. В этой связи фрикционные муфты получили наиболее широкое распространение. Однако эти муфты можно применять только в тех случаях, когда не требуется строгого соблюдения равенства угловых скоростей соединяемых валов.

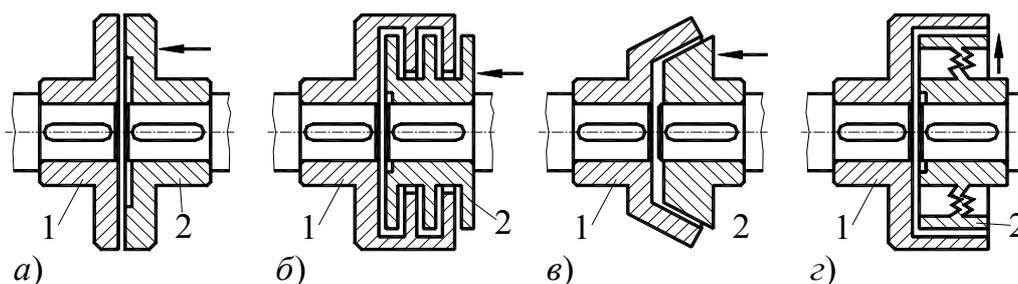


Рис. 10.10

Принципиальные схемы фрикционных муфт представлены на рис. 10.10.

Полумуфты (1) закреплены на валах неподвижно, а полумуфты (2) являются подвижными или имеют подвижные элементы.

В зависимости от формы рабочих поверхностей различают следующие разновидности фрикционных муфт:

- дисковые (рис. 10.10, а, б);
- конусные (рис. 10.10, в);
- цилиндрические (рис. 10.10, з).

Среди фрикционных муфт наибольшее распространение получили *многодисковые* муфты (рис. 10.11) благодаря плавности включения, небольшим габаритам и несложной регулировке при износе дисков.

Муфта состоит из двух неподвижных полу-муфт (1) и (2) и пакетов дисков, один из которых (3) соединен с помощью наружных зубьев или шлицев с полу-муфтой (2), а внутренние диски (4) скреплены с полу-муфтой (1).

При включении муфты диски сжимаются между упорными кольцами (5) и (6) при помощи рычажного механизма включения (7, 8). При этом вращающий момент нарастает с увеличением силы нажатия (с увеличением контактных давлений на поверхностях трения), вследствие чего можно соединить валы под нагрузкой. Пробуксовывание муфты в процессе включения обеспечивает плавный разгон ведомого вала. В выключенной муфте между дисками появляются зазоры, момент трения практически исчезает и движение ведомому валу не передается.

Фрикционные сцепные муфты передают вращающий момент между полу-муфтами за счет сил трения на рабочих поверхностях (дисковой или конической формы). Давление на поверхностях контакта (смазываемых или сухих) создают с помощью устройств и механизмов включения различного типа (пружинно-рычажных механизмов, электрических, гидравлических и пневматических устройств).

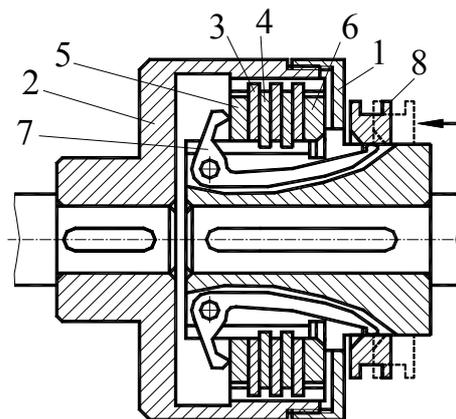


Рис. 10.11

10.2.2.2. Сцепные самоуправляемые муфты

Сцепные самоуправляемые муфты характерны тем, что валы у таких муфт соединяются и разъединяются автоматически в зависимости от изменения одного из следующих параметров:

- крутящего момента;
- скорости;
- направления вращения.

Сцепные самоуправляемые муфты подразделяют:

- на предохранительные;
- обгонные;
- центробежные.

10.2.2.2.1. Предохранительные муфты

Предохранительные муфты (муфты предельного момента) служат для защиты механизмов от перегрузки. Они автоматически срабатывают, если вращающий момент на ведомом валу механизма достигает предельной величины.

Предохранительные муфты подразделяют на две разновидности:

- с *разрушающимся элементом* в цепи передачи энергии;
- *самоуправляемые* предохранительные муфты (передача энергии автоматически возобновляется после уменьшения вращающего момента до величины, меньше предельной).

Ниже приведены краткие сведения о предохранительных муфтах. Более полные данные содержатся в специальной литературе.

10.2.2.2.1.1. Предохранительные муфты с разрушающимся элементом

Предохранительные муфты с *разрушающимся элементом* имеют наиболее простую конструкцию. Они надежны в работе, обладают сравнительно высокой точностью срабатывания.

Типичным представителем этого семейства являются муфты со *срезными штифтами* (рис. 10.12).

Такая муфта состоит из двух дисковых полумуфт (1) и (2), соединяемых металлическим штифтом (3), вставленным в термически обработанную втулку (4).

Штифты изготавливают из хрупких материалов (высокоуглеродистой стали, чугуна, бронзы и др.), чтобы повысить быстродействие. Их размещают в закаленных до высокой твердости втулках из сталей 40X, У8А, У10А и др.

При возникновении перегрузки штифт срезается, муфта разъединяет валы и полумуфты начинают вращаться относительно друг друга.

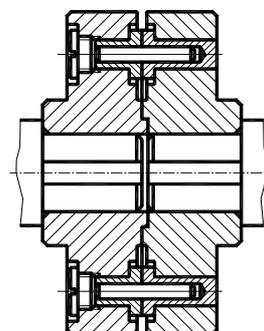


Рис. 10.12

10.2.2.2.1.2. Самоуправляемые предохранительные муфты

Фрикционные предохранительные муфты применяют в машинах, подвергающихся действию ударных нагрузок или частым кратковременным перегрузкам.

Наибольшее распространение получили *многодисковые фрикционные* муфты. На рис. 10.13 показана одна из конструкций такой муфты, по конструкции сходная со сцепной муфтой (рис. 10.11).

Осевая сила создается в муфте нажимным устройством, включающим в себя нажимной диск (2) и упорный диск (3), между которыми размещены тарированные пружины (4), сжатые до необходимой силы болтами (1). Устройство собирается вне муфты и вворачивается в корпус до соприкосновения нажимного диска с комплектом фрикционных дисков. В таком положении болты отвинчиваются, нажимной диск оказывается не связанным с упорным диском и силы пружин передаются на фрикционные диски. При возрастании вращающего момента до предельного значения муфта начнет проскальзывать.

Предохранительные фрикционные муфты применяют при частых кратковременных перегрузках, особенно при ударных нагрузках. При возрастании вращающего момента до расчетного значения муфта начинает проскальзывать.

Аналогичен принцип действия распространенных *предохранительных шариковых* муфт (рис. 10.14).

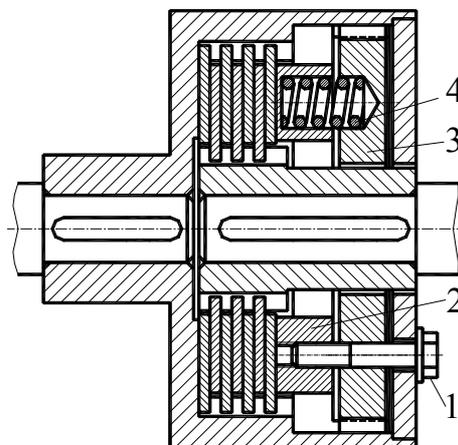


Рис. 10.13

При достижении вращающим моментом предельного значения под действием осевых сил, обусловленных формой впадин полумуфты, шарики смещаются в осевом направлении (преодолевая сопротивление пружины) и размыкают муфту.

Предохранительные шариковые муфты стандартизованные по ГОСТ 15621–77 для диаметров валов от 8 до 48 мм, допускают вращающие моменты в диапазоне (4-400) Н·м.

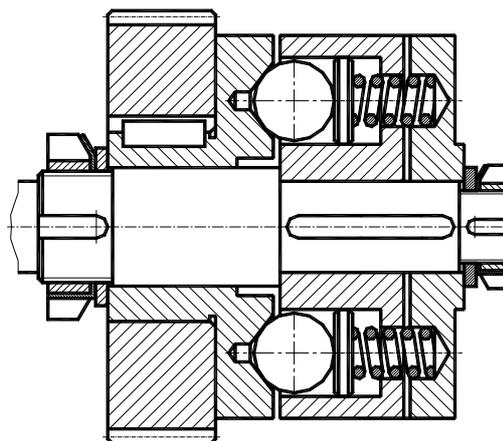


Рис. 10.14

10.2.2.2.2. Обгонные муфты

Обгонные муфты (муфты свободного хода) предназначены для передачи вращающего момента только в одном направлении. Они автоматически соединяют или разъединяют валы в зависимости от соотношения их угловых скоростей. Если скорость ведущего вала больше, чем у ведомого, муфта соединяет валы. Когда скорость ведомого вала превысит скорость ведущего, муфта разъединяет валы, не препятствуя ведомому валу обгонять ведущий.

Наибольшее распространение получили *фрикционные обгонные муфты* (рис. 10.15), передающие вращающий момент за счет заклинивания между полумуфтами промежуточных тел (в основном роликов). Такие муфты бесшумны, компактны, могут работать при высокой частоте вращения.

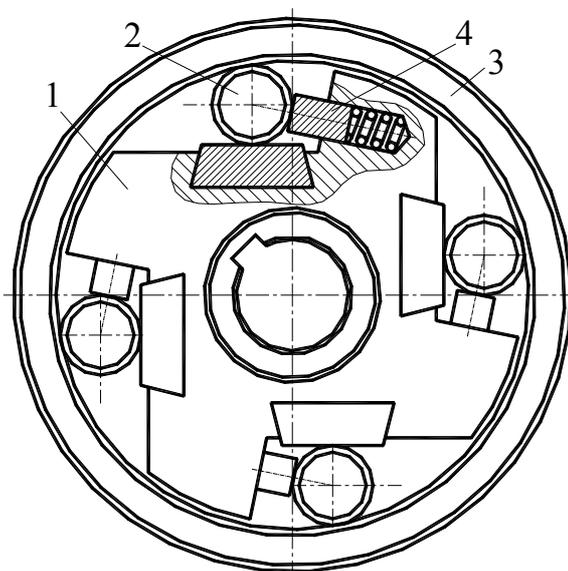


Рис. 10.15

Их изготавливают для валов диаметром (10–90) мм и передачи момента до 800 Н·м.

10.2.2.2.3. Центробежные муфты

Центробежные муфты используют для автоматического соединения и разъединения валов при достижении определенной частоты вращения. Они представляют собой сцепные фрикционные муфты (колодочные, дисковые и др.), а в которых нормальная сила создается центробежными силами.

Они обычно применяются в приводах машин со значительными маховыми моментами от асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором, например в приводах центрифуг, ленточных конвейеров и т. п. Объясняется это тем, что обычные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором имеют сравнительно малый пусковой момент, которого недостаточно для пуска машин с инерционными значительными массами.

С помощью центробежной муфты двигатель (сначала без нагрузки) может легко разогнаться и затем при определенной скорости привести в движение рабочую машину. В результате процесс пуска протекает плавно, без перегрузки двигателя и рабочей машины.

В приводах с тяжелыми условиями пуска использование центробежных муфт позволяет применить двигатель меньшей мощности.

От обычных фрикционных муфт сцепления центробежные муфты отличаются лишь способом прижатия трущихся поверхностей.

10.2.2.3.1. Фрикционная центробежная муфта радиального действия

Наибольшее распространение получила фрикционная центробежная муфта радиального действия.

На рис. 10.16 показана центробежная фрикционная четырехколодочная муфта, встроенная в шкив (1) плоскоременной передачи. Радиально перемещающиеся колодки (2) смонтированы на направляющем кресте (3). В неподвижной муфте положение колодок в кресте фиксируется с помощью плоских пружин (4) и винтов (5). При частоте вращения, составляющей (70–80) % от максимальной, колодки (2) под действием сил инерции, преодолевая силы пружин (4), вплотную подойдут к внутренней поверхности шкива. Но вращающий момент при этом передаваться не будет. При последующем увеличении частоты вращения колодки прижмутся к шкиву, и за счет сил трения последний начнет передавать вращающий момент.

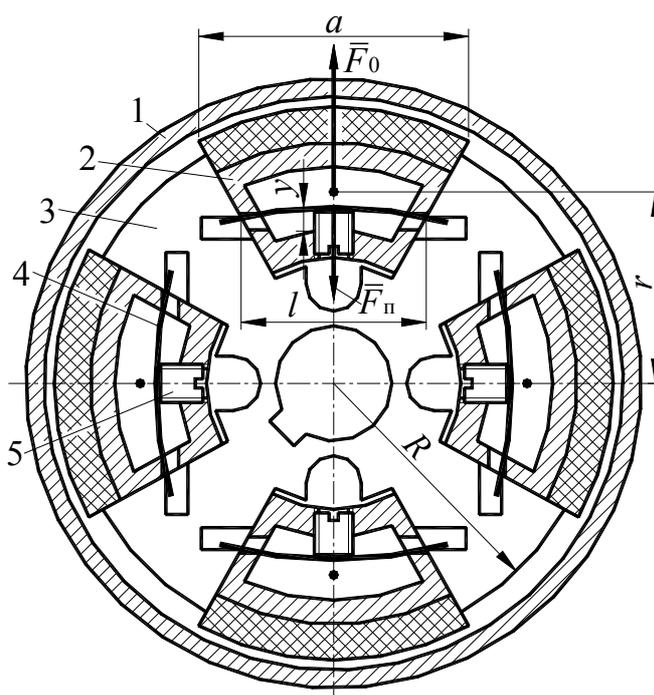


Рис. 10.16

10.2.2.3.2. Шариковая муфта

У шариковой муфты (рис. 10.17) ведущим звеном является лопастное колесо, а ведомым – барабан, закрытый торцовыми крышками. Образовавшиеся камеры заполняют шариками со смазкой. При повышении числа оборотов лопастного колеса увеличивается центробежная сила, прижимающая дробь к ободу барабана, увлекая его за собой силами трения.

Крутящий момент, передаваемый муфтой, возрастает пропорционально квадрату скорости вращения. В конце периода разгона он резко возрастает по сравнению со

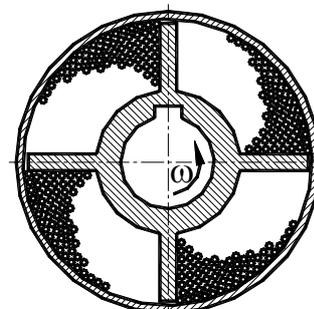


Рис. 10.17

средней величиной во время скольжения. Это объясняется переходом от трения движения (качения и скольжения) к трению покоя. Перегрузочный момент муфты превышает пусковой примерно в два раза.

Детали муфты обычно изготавливают из чугуна, а если муфта работает при частых пусках, то из стали. Смазку следует периодически обновлять.

10.2.2.2.3.3. Порошковая муфта

У *порошковой* муфты (рис. 10.18) ведущим звеном является наружный корпус (1) с гладкой внутренней поверхностью и ребрами снаружи для отвода тепла, а ведомым звеном – гофрированный диск (2). Внутреннюю полость муфты заполняют чугунной дробью, мелкими стальными шариками или графитизированным порошком. При вращении корпуса наполнитель муфты смещается центробежными силами к периферии и зажимает гофрированный диск; тем самым приводя в движение ведомый вал.

Параметры наиболее распространенных из существующих в настоящее время типов муфт для соединения валов стандартизованы.

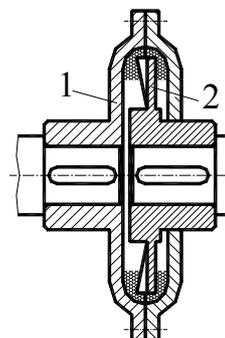


Рис. 10.18

Таблица 10.1

Стандарты на муфты

Стандарт	Наименование
ГОСТ 21424–75	Муфты упругие втулочно-пальцевые. Основные параметры. Габаритные и присоединительные размеры
ГОСТ 20761–80	Муфты пальцевые. Основные параметры. Габаритные и присоединительные размеры
ГОСТ 20884–82	Муфты упругие с торообразной оболочкой. Основные параметры. Габаритные и присоединительные размеры
ГОСТ 14084–93	Муфты упругие со звездочкой. Конструкция. Основные параметры и размеры
ГОСТ 5006–83	Муфты зубчатые
ГОСТ 20742–81	Муфты цепные
ГОСТ 5147–80	Муфты шарнирные. Основные параметры. Конструкция и размеры
ГОСТ 24246–80	Муфты втулочные
ГОСТ 20720–81	Муфты кулачково-дисковые
ГОСТ 15620–77	Муфты предохранительные кулачковые
ГОСТ 15621–77	Муфты предохранительные шариковые
ГОСТ 15622–77	Муфты предохранительные фрикционные
МН 3–61	Муфты обгонные (свободного хода)
МН 5664–65	Муфты многодисковые фрикционные
МН 5871–66	Муфты продольно-разъемные

В приложении (табл. П.292) приведены данные по наиболее распространенным муфтам – втулочно-пальцевым (ГОСТ 21424–75).

10.3. Выбор муфты

Основными данными для выбора муфты служат:

- номинальные диаметры соединяемых валов,
- расчетный вращающий момент,
- частота вращения и условия эксплуатации.

В общем случае *расчетный вращающий момент* T_p определяют с учетом влияния инерционных масс по формуле:

$$T_p = T_n \frac{(J_1 + J_2)}{J_1}, \quad (10.1)$$

где T_n – номинальный вращающий момент; J_1, J_2 – моменты инерции вращающихся масс, соответственно, ведущего (входного) и ведомого (выходного) валов с насаженными на них деталями, приведенные к оси того вала, на который устанавливается муфта.

В ориентировочных расчетах можно использовать зависимость:

$$T_p = k_p T_n, \quad (10.2)$$

где k_p – коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации, значения которого для передач от электродвигателя приведены в табл. 10.1.

Таблица 10.2

Коэффициент режима работы муфты k_p

Механизм предназначения муфты		k_p
Конвейеры ленточные		1,25–1,50
Конвейеры цепные, винтовые, скребковые		1,50–2,00
Вентиляторы, компрессоры, насосы центробежные		1,25–2,00
Компрессоры и насосы поршневые		2,00–3,00
Станки металлорежущие	с непрерывным движением	1,25–1,50
	с возвратно-поступательным движением	1,50–2,50
Деревообрабатывающие станки		2,50–2,00
Мельницы шаровые, дробилки, молоты, ножницы		2,00–3,00
Краны грузоподъемные, элеваторы		3,00–4,00

В передачах от поршневых двигателей значения k_p на 50–80 % больше. В упрощенном расчете, используя опыт проектирования и эксплуатации машин, принимают:

$$k_p = k_б k_д, \quad (10.3)$$

где $k_б = 1,0–1,8$ – коэффициент безопасности, учитывающий характер последствий при выходе муфты из строя; $k_д = 1,0–1,5$ – коэффициент, учитывающий характер передаваемой нагрузки (меньшие значения принимают при спокойной нагрузке, большие – при ударной и реверсивной).

10.4. Установка полумуфт на валах

Полумуфты устанавливают на цилиндрические или конусные концы валов (табл. П.178, П.179 и П.292).

При *постоянном направлении* вращения и *умеренно нагруженных валах* ($\tau \leq 15 \text{ МПа}$) полумуфты сажают на *гладкие цилиндрические концы валов по переходным посадкам* типа $H7/k6$, $H7/m6$.

При *реверсивной работе*, а также при *сильно нагруженных валах* ($\tau > 15 \text{ МПа}$) применяют посадку $H7/n6$.

Установку полумуфт на *цилиндрические или шлицевые концы валов* применяют, если при расчете шпоночного соединения длина посадочного отверстия получается более $1,5d$. Посадку по центрирующему диаметру D шлицев, принимают $H7/j_6$.

Торцевое крепление полумуфт производят аналогично креплению внутренних колец подшипников (разд. 4.4.3.2.1).

Монтаж и демонтаж полумуфт на цилиндрических концах валов с натягом достаточно сложны технологически, а при посадке полумуфт на конусные концы можно создать значительный натяг в соединении и обеспечить достаточно точное положение полумуфты относительно вала. Поэтому *при больших нагрузках, работе с толчками, ударами и при реверсивной работе* предпочтительно полумуфты устанавливать на *конусные концы валов*, несмотря на большую сложность их изготовления. Посадку полумуфты на конусный конец вала производят с приложением осевой силы, например давлением гайки, наворачиваемой на резьбовой конец вала (табл. П.179) через торцовую шайбу. Этой же гайкой фиксируют положение муфты на вале.

10.5. Отклонения от соосности валов

Вследствие погрешностей изготовления деталей и погрешностей сборки валы, соединяемые муфтой, как правило, имеют суммарные смещения (рис. 10.19):

- *радиальное* Δ_{Σ} ;
- *угловое (перекос)* γ_{Σ} ;
- *осевое* ω_{Σ} .

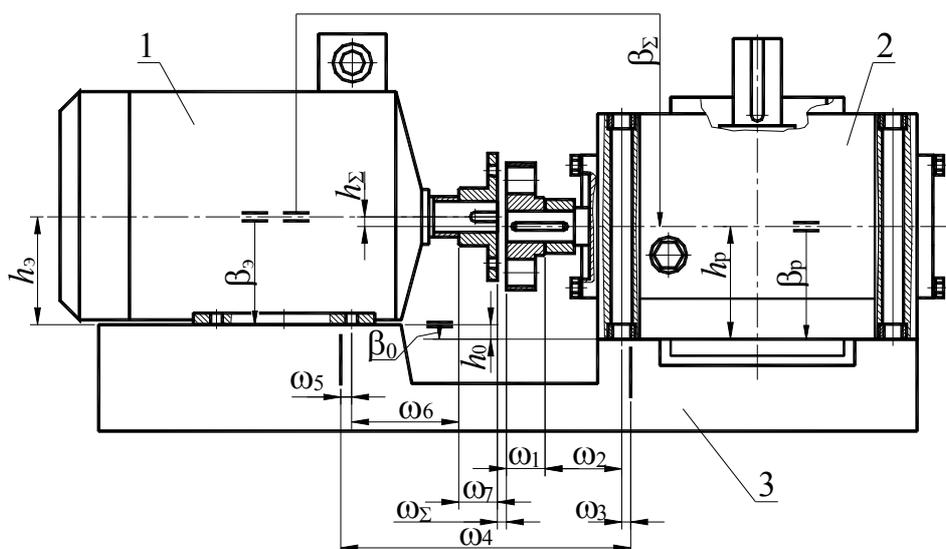


Рис. 10.19

На рис. 10.19:

h_i – размер, определяющий радиальное смещение валов в вертикальной плоскости; β_i – размер, определяющий угловое смещение валов в вертикальной плоскости; $\omega_1 - \omega_7$, ω_Σ – размеры, определяющие осевое смещение между торцами полумуфт (или валов).

Предельные отклонения размеров h_p и h_3 установлены ГОСТ 16162–78 и ГОСТ 8592–79 при номинальном значении h_p (h_3):

- до 250 мм – 0,5 мм;
- свыше 250 до 630 мм – 1,0 мм.

Предельные отклонения:

- размера β_p по ГОСТ 16162–78 установлены 0,1 мм на 100 мм;
- размера β_3 по ГОСТ 8592–79 для электродвигателей нормальной точности – 0,15 мм на 100 мм.

Так как муфты данного типа обладают большой радиальной и угловой жесткостью, их применение целесообразно при установке соединяемых узлов на плитах (рамах) большой жесткости, а сборку узлов необходимо производить с высокой точностью и с применением подкладок.

Предельные смещения валов следует принимать (рис. 10.19):

радиальные – $\Delta_\Sigma = 0,10-0,15$ мм;

угловые – $\gamma_\Sigma = 0,6/100$ мм/мм;

осевые – $\omega_\Sigma = 3$ мм.

Соосность валов в *вертикальной* плоскости определяется погрешностями размеров h_p , h_0 и h_3 , а также β_p , β_0 и β_3 .

Соосность валов в *горизонтальной* плоскости обеспечивают при сборке перемещением и поворотом узлов.

Величину *радиальных* смещений в *вертикальной* плоскости при необходимости уменьшают применением *компенсаторных подкладок*. Под каждую лапу электродвигателя ставят по одной подкладке толщиной (5–8) мм, которые затем фрезеруют или шлифуют до требуемого размера, или набор из двух-трех прокладок, выбранных из ряда толщин (мм): 0,1; 0,2; 0,4 и 0,8.

Радиальные смещения в *горизонтальной* плоскости уменьшают выверкой положения узлов на базовых плоскостях. В этом случае возможное суммарное радиальное смещение осей Δ_Σ зависит от квалификации сборщиков и от точности контрольно-измерительных средств.

Применением подкладок одинаковой толщины не компенсируют отклонения от параллельности осей валов в вертикальной плоскости. Поэтому при повышенной точности сборки под каждую лапу электродвигателя ставят подкладки разной тол-

щины или при одинаковой толщине шлифуют с уклоном, а при высокой точности сборки шабруют.

Параллельность осей валов в горизонтальной плоскости повышают выверкой положения узлов на базовых плоскостях. Осевое смещение уменьшают при необходимости выверкой осевого положения узлов.

При работе приводов под действием возникающих нагрузок происходят деформации корпусов узлов (редукторов, электродвигателей и др.), а также плит и рам. Особенно значительны деформации кручения высоких рам. Эти деформации приводят к дополнительному, главным образом радиальному, смещению валов и, как следствие, к дополнительной нагрузке упругих элементов муфт. Учитывая это, в технических требованиях на монтаж приводов следует задавать радиальное смещение валов Δ_{Σ} , уменьшенное по сравнению с расчетным. Уменьшение рекомендуется принимать при монтаже узлов: на высоких рамах – в 1,5–2,0 раза; на низких рамах – в 1,2–1,4 раза; на низких литых плитах – в 1,0–1,2 раза.

Выверка точности относительного положения узлов привода является трудоемкой операцией. Чтобы не повторять ее при последующих демонтаже и монтаже, положение узлов на плите (раме) желательно фиксировать двумя контрольными коническими штифтами.

Штифты, которые ставят в глухие отверстия или без доступа для их выколачивания, должны иметь резьбу (внутреннюю или наружную) для удаления при демонтаже привода.

10.6. Параметры упругих втулочно-пальцевых муфт

Среди упругих муфт наиболее широкое распространение, благодаря относительной простоте конструкции и удобству замены упругих элементов, получили муфты *упругие втулочно-пальцевые* (МУВП) (рис. 10.20).

Размеры этих муфт, величины передаваемых моментов, предельные частоты вращения и допускаемые смещения валов приведены в табл. П.292.

Они имеют небольшую компенсирующую способность и при соединении несоосных валов оказывают достаточно большое силовое воздействие на валы и опоры. При этом резиновые втулки быстро выходят из строя.

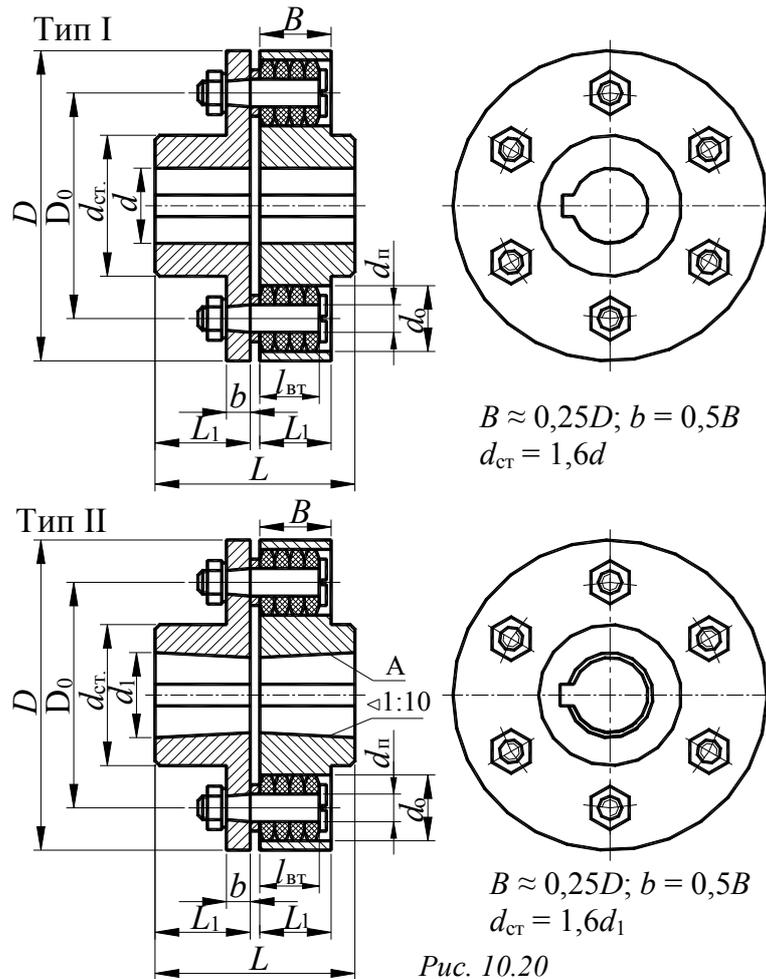
Если необходимо уменьшить размеры муфты по сравнению с размерами по ГОСТ, то следует спроектировать *нестандартную* муфту, в которой разместить большее число упругих элементов. В этом случае пальцы и кольца берут стандартными, размещая их так, чтобы выполнялось условие:

$$zd_0 \leq 2,8D_0, \quad (10.4)$$

где z – число пальцев; d_0 – диаметр отверстия под упругий элемент; D_0 – диаметр расположения пальцев (рис. 10.2).

Наружный диаметр муфты D при этом определяют из соотношения:

$$D = D_0 + (1,5 - 1,6)d_0. \quad (10.5)$$



Упругие элементы специальной муфты проверяют на смятие в предположении равномерного распределения нагрузки между пальцами:

$$\sigma_{см} = \frac{2T_k (0,5l_{вт} + C)}{(zD_0d_{п})} \leq \sigma_{смр}, \quad (10.10)$$

где T_k – вращающий момент, Нмм; $d_{п}$ – диаметр пальца, мм; $l_{вт}$ – длина упругого элемента, мм; D_0 – диаметр расположения пальцев, мм; $\sigma_{смр}$ – допускаемые напряжения смятия, МПа.

Расчет по напряжениям смятия является условным, так как он не учитывает истинный характер распределения напряжений. В этом случае допускаемые напряжения $\sigma_{смр}$ равны 2 МПа.

Пальцы муфты, изготовленные из стали 45, рассчитывают на изгиб:

$$\sigma_{и} = \frac{2T_k (0,5l_{вт} + C)}{(0,1zD_0d_{п}^3)} \leq \sigma_{ипр}, \quad (10.11)$$

где C – зазор между полумуфтами, равный (3–5) мм.

Допускаемое напряжение изгиба принимают равным:

$$\sigma_{ипр} = (0,4 - 0,5)10^{-6} \sigma_{\tau} \text{ (МПа)}, \quad (10.12)$$

где σ_{τ} – предел текучести материала пальцев.

11. ДВИГАТЕЛЬ

Тип двигателя выбирается с учетом ряда факторов, и в том числе:

- назначения механизма или машины, для которой проектируется данный привод;
- наличия того или иного источника энергии;
- величины потребляемой мощности;
- ограничений по массе, габаритным размерам и условиям работы привода;
- режима работы привода и обеспечения соответствующей механической характеристики.

Назначение машины обуславливает основные требования к приводу, специфику его работы и характеристики. При этом учитываются мобильность, внешняя среда, температурные условия, географические особенности и т. п.

Наличие электроэнергии предопределяет выбор электропривода как наиболее простого и надежного.

11.1. Основные стандарты по электродвигателям

Таблица 11.1

Основные стандарты на электродвигатели

Стандарт	Наименование
ГОСТ 16264.0–85Е	Машины электрические малой мощности. Двигатели. Общие технические условия
ГОСТ 16264.1–85	Двигатели асинхронные. Общие технические условия
ГОСТ 16264.2–85	Двигатели синхронные. Общие технические условия
ГОСТ 16264.3–85	Двигатели коллекторные. Общие технические условия
ГОСТ 16264.4–85	Двигатели постоянного тока бесконтактные. Общие технические условия
ГОСТ 18058–80	Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые погружные серии ПЭД. Технические условия

11.2. Типы электродвигателей и их параметры

Электродвигатели единой серии (табл. П.288, П.289) относятся к основным типам современных электродвигателей переменного тока.

Электродвигатели трехфазного тока *единой серии 4А* мощностью (0,06–400) кВт с высотой оси вращения (50–355) мм предназначены для привода механизмов, не предъявляющих особых требований к пусковым характеристикам, скольжению и другим качествам при температуре окружающего воздуха от –40 °С до +40 °С.

По *степени защиты* они изготавливаются:

- закрытыми обдуваемыми (IP44);
- защищенными (IP23).

Электродвигатели *со степенью защиты IP44* выпускаются в трех исполнениях:

- на лапах М100 (основное исполнение);
- с лапами и фланцевым щитом М200;
- с фланцевым щитом М300.

Двигатели со *степенью защиты IP23* выпускаются только в *основном* исполнении.

Многоскоростные электродвигатели имеют *синхронные* частоты вращения в об/мин:

1500/3000, 750/1500, 750/1000, 500/1000, 1000/1500/3000, 750/1500/3000, 750/1000/1500, 500/750/1000/1500.

Выпускают электродвигатели для работы от сети *частотой* 50 Гц и 60 Гц.

В числе *модификаций* производятся:

- *малошумные* двигатели для работы в приводах с повышенными требованиями к уровню шума для машин третьего класса;
- встраиваемые электродвигатели, электродвигатели со встроенной температурной защитой для привода механизмов;
- электродвигатели тропического, влаго-, морозостойкого и химически стойкого исполнений.

Пример условного обозначения электродвигателя:

4АНХ315МВ4УЗ,

где 4 – номер серии;

А – асинхронный;

Н – защищенный (способ защиты от окружающей среды), при отсутствии этой буквы – закрытый обдуваемый;

Х – сочетание чугуна и алюминия в качестве материалов станины и щитов (А – станина и щиты алюминиевые), при отсутствии букв Х и А – станины и щиты – чугунные или стальные;

315 – высота оси вала, мм;

М – установочный размер по длине станины (либо S и L);

В – длина сердечника статора (или А) при условии сохранения установочного размера, отсутствие букв А и В означает наличие только одной длины сердечника;

4 – число полюсов;

УЗ – климатическое исполнение и категория размещения.

В табл. П.284 приведены основные типы асинхронных электродвигателей. В табл. П.288 приведены размеры отечественных асинхронных трехфазных закрытых электродвигателей серии 4А, а в табл. П.289 – их основные технические данные.

11.3. Выбор электродвигателя привода

В зависимости от потребляемой мощности, а также от ограничений по массе и размерам выбирается тот или иной тип электродвигателя.

Выбранный электродвигатель должен удовлетворять следующим условиям:

- обеспечивать момент, достаточный для разгона механизма с заданным ускорением, а при торможении двигателем – замедление механизма;
- при работе в заданном режиме не должен испытывать длительных перегрузок, ведущих к перегреву электродвигателя.

При выборе двигателя следует придерживаться следующих *рекомендаций*:

1. Электрические и механические параметры приводов ($P_{\text{ном}}$, $U_{\text{ном}}$, $n_{\text{ном}}$, относительная продолжительность рабочего периода, $T_{\text{пуск}}$, $T_{\text{мин}}$, $T_{\text{мах}}$, пределы регу-

лирования числа оборотов и т. п.) должны соответствовать параметрам приводимых ими механизмов во всех режимах их работы в данной установке.

2. Для механизмов, *сохраняющих технологическую непрерывность в работе*, должен быть обеспечен самозапуск их электродвигателей после кратковременных перерывов (не более 2,5 с), связанных с перерывом питания или понижением напряжения из-за короткого замыкания, при этом применять двигатель большей мощности, чем для непрерывной нормальной работы, не требуется.

3. Для привода механизмов, *не требующих регулирования угловой скорости*, независимо от их мощности, рекомендуется применять асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором.

4. Для привода механизмов, имеющих *тяжелые условия пуска или работы, либо требующих изменения угловой скорости*, следует применять двигатели с наиболее простыми и экономичными методами пуска или регулирования чисел оборотов, возможными в данной установке.

5. Пуск асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором должен производиться, как правило, непосредственным включением в сеть (прямой пуск). При невозможности прямого пуска следует применять пуск через трансформатор или автотрансформатор. В особых случаях допускается пуск с подъемом частоты от нуля.

Мощность электродвигателя всегда относят к определенному *режиму работы*. При проектировании привода внешние сопротивления и режим работы должны быть заданы в техническом задании.

Различают три *номинальных режима* работы двигателей:

- продолжительный;
- кратковременный;
- повторно-кратковременный.

При *продолжительном режиме* работы двигатель нагревается до установившейся температуры в отличие от кратковременного, при котором этого не происходит.

При *повторно-кратковременном режиме* происходит пуск и остановка двигателя, при этом нагрев электродвигателя и возможность реализации заданной мощности определяются продолжительностью включения (ПВ) по относительному времени за цикл, равный 10 мин.

По *величине ПВ* различают четыре *основных повторно-кратковременных режима* работы.

Режим работы является *продолжительным* (ПВ 100 %), если время одного цикла работы превышает 10 мин.

При расчете мощности двигателя в *повторно-кратковременном режиме* работы возможны три случая.

1. Фактический режим работы двигателя соответствует одному из стандартных режимов; нагрузка постоянная.

В этом случае по каталогу выбирается двигатель, мощность которого при заданном ПВ равна требуемой.

2. Фактическая продолжительность включения $PВ_{\phi}$ не совпадает с номинальными значениями $PВ_{н}$; нагрузка постоянная.

В этом случае двигатель выбирается по номинальной мощности:

$$P_{н} = P_{\phi} \sqrt{\frac{PВ_{\phi}}{PВ_{н}}}, \quad (11.1)$$

где P_n – номинальная мощность; P_ϕ – фактическая мощность; $ПВ_n$ – ближайшее стандартное значение ПВ.

3. Значения мощности P переменны в течение цикла.

В этом случае расчет проводится в такой последовательности.

Строится график изменения мощности двигателя во времени за цикл и определяется $ПВ_\phi$.

Определяется средняя статическая мощность за цикл:

$$P_1 = K \frac{\sum P_i t_i}{t_{ц}}, \quad (11.2)$$

где K – коэффициент перегрузок при пуске и торможении; $K = 1,1-1,3$; P_i – различные значения статической мощности за соответствующие промежутки t_i времени в течение цикла продолжительностью $t_{ц}$.

Полученная мощность пересчитывается по вышеприведенному выражению для определения P_n , и по величине P_n выбирается двигатель соответствующей мощности.

Строятся нагрузочные диаграммы механизма с выбранным двигателем по моменту $T = T(t)$ и по силе тока двигателя $I = I(t)$, после чего определяется *средняя квадратичная сила тока*:

$$I_3 = \sqrt{\frac{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \dots + I_n^2 t_n}{t_{ц}}}, \quad (11.3)$$

где $I_1, I_2 \dots I_n$ – сила тока двигателя (принимается по его характеристике за промежутки времени $t_1, t_2 \dots t_n$ в пределах цикла продолжительностью $t_{ц}$).

Для *асинхронных электродвигателей* вместо I_3 можно определять *средний квадратический момент*:

$$T_3 = \sqrt{\frac{T_1^2 t_1 + T_2^2 t_2 + \dots + T_n^2 t_n}{t_{ц}}}. \quad (11.4)$$

Значения I_3 или T_3 сравниваются с номинальными значениями силы тока I_n или момента T_n предварительно выбранного двигателя с учетом отличия $ПВ_\phi$ от $ПВ_n$:

$$I_n \geq I_3 \sqrt{\frac{ПВ_\phi}{ПВ_n}}; \quad (11.5)$$

$$T_n \geq T_3 \sqrt{\frac{ПВ_\phi}{ПВ_n}}. \quad (11.6)$$

В случае несоблюдения последних неравенств двигатель непригоден по нагреву и его следует заменить ближайшим двигателем большей мощности:

$$P_{дв\ треб} = \frac{P_{ввых}}{\eta_m}; \quad (11.7)$$

$$P_{дв\ треб} = 0,105 \frac{T_{ввых} n_{ввых}}{\eta_m}; \quad (11.8)$$

$$P_{\text{дв треб}} = \frac{F_p V_p}{\eta_m}. \quad (11.9)$$

В формулах (11.6)–(11.8)

η_m – КПД привода:

- при последовательно соединенных простых механизмах привода:

$$\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n; \quad (11.10)$$

- при параллельно соединенных простых механизмах привода:

$$\eta_m = \alpha_1 \eta_1 + \alpha_2 \eta_2 + \dots + \alpha_n \eta_n; \quad (11.11)$$

- при параллельно соединенных простых механизмах привода с одинаковым КПД:

$$\eta_m = \eta. \quad (11.12)$$

В формулах (11.9)–(11.11):

$\eta_1, \eta_2 \dots \eta_n$ – КПД отдельных механизмов привода;

α_i – относительная часть потока мощности, передаваемая i -м механиз-

мом привода;

$P_{\text{вых}}$ – мощность на выходном валу привода, Вт;

V_p – линейная скорость рабочего органа, м/с;

F_p – силовая нагрузка на рабочий орган, Н.

12. ПОКРЫТИЯ

12.1. Общие сведения

Покрyтия наносят на изделия из различных материалов для защиты от коррозии, придания изделиям декоративного вида, создания специальных поверхностных свойств (электро- и теплопроводности, электроизоляционных, магнитных и немагнитных свойств, светоотражающей или светопоглощающей способности и т. д.).

При выборе покрытий необходимо учитывать их назначение, условия эксплуатации, материал детали, свойства и характеристику покрытий, способ нанесения покрытий, допустимость и недопустимость контактов сопрягаемых материалов.

Покрyтия могут быть металлическими, неметаллическими неорганическими (оксидными, фосфатными, фторидными и др.), пластмассовыми, резиновыми, лакокрасочными, пиролитическими (пирографит), керамическими (оксид циркония ZrO_2 , карбид кремния SiC , дисилицид молибдена $MoSi_2$).

Условия эксплуатации металлических и неметаллических неорганических покрытий делят на группы:

- легкие условия Л – группа 1;
- средние С – группы 2–4;
- жесткие Ж – группы 5, 6;
- очень жесткие ОЖ – группы 7, 8.

Характеристики условий эксплуатации приведены в ГОСТ 15150–69.

12.2. Коррозия металлов

Атмосферная коррозия – наиболее распространенный вид коррозионного разрушения металлов в результате химического или электрохимического воздействия внешней среды.

Все твердые тела адсорбируют на своей поверхности влагу из воздуха; поверхности этих тел покрыты тонкой пленкой влаги. В воде растворяются в большей или меньшей степени практически все неорганические и органические соединения, а также газы.

Оценку возможности протекания коррозии ведут по величине *стандартного электродного потенциала* (по водородной шкале). Элементы, расположенные в электрохимическом ряду потенциалов *слева* от водорода, подвергаются процессу *окисления*, *справа* – процессу *восстановления*.

Уменьшение химической активности нейтральных атомов

←
K, Na, Ca, Mg, Al, Mn, Zn, Fe, Ni, Sn, Pb, H, Cu, Hg, Ag
→

Уменьшение способности ионов к присоединению электронов

Характеристика атмосфер, агрессивных по отношению к металлическим покрытиям, и условия эксплуатации изделий приведены в табл. 12.1.

Способами защиты поверхностей от коррозии являются:

- покрытие поверхностей пассивирующими (защитными) пленками;
- покрытие одного металла другим;
- покрытие поверхностей красками, лаками.

В редуكتورостроении наиболее распространенным способом защиты металлов от коррозии является нанесение лакокрасочных покрытий.

Таблица 12.1

Характеристики условий эксплуатации изделий с металлическими покрытиями

Содержание коррозионно-активных агентов в атмосфере	Условия размещения изделий	Условия эксплуатации и хранения для климатического района			
		умеренного	холодного	тропического	
				сухого	влажного
Сернистый газ до 0,025 мг/м ³ . Хлористые соли до 0,3 мг/(м ² /сут). Атмосфера условно-чистая (вдали от промышленных объектов)	Открытый воздух	С	С	С	Ж
	Под навесом	С	С	С	Ж
	Закрытое помещение	С	С	Л	Л
	Помещение с регулируемым климатом	Л	Л	Л	Л
Сернистый газ 0,025–0,31 мг/м ³ . Хлористые соли до 0,3 мг/(м ² /сут). Промышленная атмосфера	Открытый воздух	Ж	Ж	С	ОЖ
	Под навесом	Ж	Ж	С	ОЖ
	Закрытое помещение	С	С	С	Ж
	Помещение с регулируемым климатом	Л	Л	Л	С
Сернистый газ до 0,025 мг/м ³ . Хлористые соли до 30–300 мг/(м ² /сут). Морская атмосфера	Открытый воздух	ОЖ	Ж	–	ОЖ
	Под навесом	ОЖ	Ж	–	ОЖ
	Закрытое помещение	Ж	Ж	–	Ж
	Помещение с регулируемым климатом	С	С	–	С

12.3. Лакокрасочные покрытия

Лакокрасочные материалы способны при нанесении тонким слоем на поверхность изделий высыхать с образованием тонкой пленки, удерживаемой силами адгезии.

Масляные краски, приготовленные на масле и олифе в пастообразном виде (густотертые), образуют покрытия со слабым глянцем.

Эмалевые краски на лаке образуют покрытия, отличающиеся атмосферостойкостью, хорошим блеском и повышенной твердостью.

Лакокрасочные покрытия классифицируют (ГОСТ 9.032–74) по наименованию материала покрытия, внешнему виду поверхности покрытия (класс покрытия) и по условиям эксплуатации (табл. 12.2, 12.5).

12.3.1. Обозначение лакокрасочных материалов

Обозначение *красок, эмалей, грунтовок и шпатлевок* состоит из пяти групп знаков, а обозначение *лаков* – из четырех (ГОСТ 9825–73) (табл. 12.2):

- 1) *наименование материала* – лак, краска, эмаль, грунтовка или шпатлевка;
- 2) *химический состав* (род пленкообразующих смол, эфиров, масел, целлюлозы):
 АС – алкидно-акриловые;
 БТ – битумные;
 ГФ – глифталевые;
 КО – кремнийорганические;

МА – масляные;
 НЦ – нитроцеллюлозы;
 ПФ – пентафталевые;
 ХВ – перхлорвиниловые и поливинилхлоридные;
 ЭП – эпоксидные и др.;

- 3) группы преимущественного назначения;
- 4) порядковый номер, присвоенный материалу базовой организацией по стандартизации.

Для *масляных* красок вместо номера ставится цифра, определяющая олифу, на которой изготовлена краска:

- 1 – олифа натуральная;
- 2 – олифа оксоль;
- 3 – олифа глифталевая;
- 4 – олифа пентафталевая;
- 5 – олифа комбинированная;

буквенный индекс, характеризующий *особенности* материала, добавляется после порядкового номера:

- ХС – холодная сушка;
- М, ПМ – матовый и полуматовый;
- ПГ – пониженной горючести и т. д.;
- 5) обозначение цвета.

Таблица 12.2

Группы и назначение лакокрасочных покрытий

Группа	Обозначение	Преимущественное назначение (условия эксплуатации покрытий)
Шпатлевки	00	Для выравнивания неровностей поверхностей перед окраской. Рекомендуемая толщина одного слоя – не более 0,2 мм, суммарная – до 0,4 мм
Атмосферостойкие	1	Стойкие к атмосферным воздействиям в различных климатических условиях, эксплуатируются на открытых площадках
Ограниченно атмосферостойкие	2	Эксплуатируются под навесом и внутри неотапливаемых помещений
Водостойкие	4	Стойкие к действию пресной воды и ее паров, а также морской воды
Специальные	5	Обладающие специфическими свойствами: стойкие к рентгеновским и другим излучениям, светящиеся, терморегулирующие, противообрастающие, для пропитки тканей, окраски кожи, резины, пластмасс и т. д.
Маслобензостойкие	6	Стойкие к воздействию минеральных масел и консистентных смазок, бензина, керосина и других нефтяных продуктов, содержащих не более 20 % ароматических соединений

Группа	Обозначение	Преимущественное назначение (условия эксплуатации покрытий)
Химически стойкие	7	Стойкие к воздействию кислот, щелочей и других жидких химических реагентов и их паров
Термостойкие	8	Стойкие к воздействию повышенных температур
Электро- изоляционные	9	Подвергающиеся воздействию электрических напряжений, тока, электрической дуги и поверхностных разрядов
Консервационные	3	Применяемые для временной защиты окрашиваемой поверхности в процессе производства, транспортирования и хранения изделий

Например:

грунтовка глифталевая горячей сушки, коричневая обозначается: «Грунтовка ГФ-032 ГС коричневая»;

- шпатлевка перхлорвиниловая естественной сушки – «Шпатлевка ХВ-005 серая»;
- краска масляная для внутренних работ на олифе «оксоль» с наполнителем, готовая к применению – «Краска МА-22Н голубая»;
- краска масляная для наружных работ на комбинированной олифе густотертая (цифра 0 в третьей группе знаков обозначает «густотертые краски») – «Краска МА-015 зеленая»;
- эмаль перхлорвиниловая для наружных работ – «Эмаль ХВ-124 голубая»;
- пентафталевый лак для наружных работ – «Лак ПФ-170»;
- глифталевый электроизоляционный лак – «Лак ГФ-95».

Разновидность лакокрасочных материалов (водоразбавляемые, вододисперсионные, порошковые и др.) обозначаются индексом, проставляемым между первой и второй группой знаков.

Например, порошковая эпоксидная краска для внутренних помещений обозначается, так:

Краска П-ЭП-219 белая.

Буквенные индексы в обозначениях:

Б – без активного растворителя;

В – водоразбавляемые;

ОД – органодисперсионные;

П – порошковые;

Э – вододисперсионные.

12.3.2. Обозначение условий эксплуатации

Применительно к условиям эксплуатации изделий территорию земного шара разделяют на семь макроклиматических районов, их характеристики по ГОСТ 15150–69, обозначения приведены в табл. 11.3.

Таблица 12.3

Обозначение районов эксплуатации

Макроклиматические районы	Русское	Латинское
С умеренным климатом	У	N
С умеренным и холодным климатом	УХЛ	NF

Окончание табл. 12.3

Макроклиматические районы	Русское	Латинское
С сухим, а также с влажным тропическим климатом (тропическое исполнение)	T	T
С умеренно-холодным морским климатом	M	M
С умеренно-холодным и тропическим морским климатом	OM	MU
Для всех макроклиматических районов суши, кроме очень холодного климата	O	U
Для всех макроклиматических районов, кроме очень холодного климата	B	W

Существенное влияние на долговечность лакокрасочного покрытия оказывает место размещения окрашенного изделия, что учитывается в обозначении покрытия категорией эксплуатации изделия (табл. 12.4).

Таблица 12.4

Укрупненные категории эксплуатации окрашенных изделий

Условия размещения изделий	Категория
Открытый воздух	1
Под навесом	2
Закрытое помещение	3
Помещение с регулируемым климатом	4
Помещение с повышенной влажностью	5

Специальные условия эксплуатации, например: очень низкая температура (ниже -60°C), рентгеновское излучение, воздействие пламени – указываются в обозначении покрытий изделий в соответствии с ГОСТ 9.032–74 (табл. 12.5).

Таблица 12.5

Группы покрытий и условия эксплуатации

Покрытие	Условия эксплуатации	Обозначение
Атмосферостойкое	Климатические факторы	ГОСТ 9.104–79
Водостойкое	Пресная вода и ее пары	4/1
	Морская вода	4/2
Специальное	Рентгеновское и другие виды излучений	5/1
	Глубокий холод (температура ниже -60°C)	5/2
	Открытое пламя	5/3
	Воздействие биологических факторов	5/4
Маслобензостойкое	Минеральные масла и смазки	6/1
	Бензин, керосин и другие нефтепродукты	6/2
Химически стойкое	Агрессивные газы, пары	7/1
	Растворы кислот и кислых солей	7/2
Химически стойкое	Растворы щелочей и основных солей	7/3
	Растворы нейтральных солей	7/4
Термостойкое	Температура выше $+60^{\circ}\text{C}$	8

Покрытие	Условия эксплуатации	Обозначение
Электроизоляционное и электропроводное	Электроизоляционные	9/1
	Электропроводные	9/2
<p><i>Примечания:</i> В обозначение условий эксплуатации термостойких покрытий добавляют значение предельной температуры, например $8/160^{\circ}\text{C}$. При необходимости значение предельной температуры добавляют к обозначению условий эксплуатации других покрытий, например: $4/160^{\circ}\text{C}$, $6/1150^{\circ}\text{C}$, $9/1200^{\circ}\text{C}$</p>		

12.3.3. Обозначение покрытий

В обозначение покрытий входят:

- обозначение лакокрасочного материала внешнего слоя покрытия (ГОСТ 9825–73);
- класс покрытия (ГОСТ 9.032–74);
- обозначение условий эксплуатации (группа условий эксплуатации по ГОСТ 9.104–79, а также воздействие особых сред по ГОСТ 9.032–74).

Обозначения лакокрасочного материала, класса покрытия и условий эксплуатации отделяют точками (табл. 12.6).

Обозначение различных условий эксплуатации разделяют знаком «—», при этом на первом месте ставится основное условие эксплуатации.

Таблица 12.6

Примеры обозначений лакокрасочных покрытий

Обозначение покрытия	Характеристика покрытия
Эмаль МЛ-197 белая. II.УХЛ1	Белая эмаль МЛ-197 по II классу, эксплуатация на открытом воздухе в макроклиматическом районе с умеренным и холодным климатом (кузова легковых автомобилей)
Эмаль ПФ-223 красная. Лак ПФ-283. III.У4	Красная эмаль ПФ-223 с последующей лакировкой лаком ПФ-283 по III классу, эксплуатация в отапливаемом помещении макроклиматического района с умеренным климатом
Эмаль НЦ-11 черная. IV.УХЛ1-Т2	Черная эмаль НЦ-11 по IV классу, эксплуатация на открытом воздухе макроклиматического района с умеренным и холодным климатом и под навесом в районе с тропическим климатом
Грунтовка ГФ-032ГС коричневая. VI.6/1 ₁₀₀ °С-У3	Коричневая грунтовка ГФ-032 горячей сушки по VI классу, эксплуатация в закрытом помещении с естественной вентиляцией без искусственно регулируемых климатических условий, при воздействии минеральных масел и смазок, нагретых до 100 °С, в условиях умеренного макроклиматического района

Если лакокрасочное покрытие наносится на металлическое или неметаллическое неорганическое покрытие, то их обозначения разделяются чертой дроби, причем на второе место ставится обозначение лакокрасочного покрытия.

Например, цинковое покрытие толщиной 9 мкм, хромированное с последующим окрашиванием светло-дымчатой эмалью МЛ-12 по классу Ш, при периодическом воздействии нефтепродуктов имеет следующее обозначение:

Ц9.хр / эмаль МЛ-12 светло-дымчатая. Ш. 6/2.

Таблица 12.7

Возможные сочетания грунтовок с эмалями (лаками) и материалами окрашиваемых поверхностей

Материал окрашиваемых поверхностей	Черный металл			Алюминий и его сплавы		Медь, латунь, бронза		Магниевый сплав		Цинк		Сталь кадмированная
	ГФ-021	ФЛ-03к	ФЛ-03ж	ФЛ-03ж	ГФ-031	ВЛ-02	ФЛ-03ж	АК-070	ГФ-031	ФЛ-03ж	ГФ-031	
Эмаль и лак	ПФ, ГФ											
	МЛ	+			+		+					
	МЧ											
	ФЛ											
	ЭП	+			-		+		+		+	
	МС	* ²					* ³					
	НЦ				+				+			
	ХВ	+			+		+					
	ХС	+			+		+					
	К, КО* ¹	* ²			+				+		-	
	АС, АК	+			+		+		+			
	ВЛ				* ³						-	
	БТ	* ³							-			
	КФ	+					* ³		+			

1. ПФ, ГФ – алкидные; МЛ – меламинные; МЧ – мочевиные; ФЛ – фенольные; МС – алкидно-стирольные; НЦ – нитроцеллюлозные; ХВ – перхлорвиниловые; ХС – на основе сополимеров винилхлорида; К, КО – кремнийорганические; АК – полиакриловые; ВЛ – поливинилацетальные; БТ – битумные; КФ – масляные (канифольные) эмали.

2. Знак «+» означает пригодность, знак «-» – непригодность для данных эмалей (лаков).

*¹ Для эксплуатации при высоких температурах.

*² Эмали (лаки) можно наносить без грунтовок.

*³ Эмали (лаки) наносят без грунтовок

13. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЕКТА

13.1 Выбор асинхронного электродвигателя

Методика выбора электродвигателя изложена в разд. 11.

13.1.1 Определение требуемой мощности асинхронного электродвигателя и частоты вращения его ротора

Требуемая мощность асинхронного электродвигателя определяется по формуле:

$$P_{\text{дв. треб}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{прив}}}, \quad (13.1)$$

где $P_{\text{дв. треб}}$ – требуемая мощность асинхронного электродвигателя, Вт;
 $P_{\text{вых}}$ – мощность, передаваемая приводом (мощность на выходном валу привода), Вт;
 $\eta_{\text{прив}}$ – коэффициент полезного действия (КПД) привода.

$$\eta_{\text{прив}} = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3^k \times \eta_4^n, \quad (13.2)$$

где η_1 – КПД первой (от электродвигателя) передачи привода; η_2 – КПД второй (от электродвигателя) передачи привода; η_3 – КПД пары подшипников, рассматривается КПД пары подшипников потому, что в рассматриваемых приводах каждый вал монтируется на двух опорах, которые в цепи передачи энергии работают параллельно относительно друг друга, следовательно для определения данного КПД необходимо применить формулу (11.12); k – количество пар подшипников, находящихся в цепи передачи энергии; η_4 – КПД соединительной муфты; n – количество соединительных муфт, находящихся в цепи передачи энергии.

Числовые значения КПД, принимаемые при предварительных расчетах, приведены в табл. 13.1.

Частота вращения ротора асинхронного электродвигателя подбирается следующим образом.

На основании схемы привода и табл. 13.2 по формуле (3.3) определяется рекомендуемое среднее передаточное число привода:

$$u_{\text{прив}} = u_1 \times u_2, \quad (13.3)$$

где u_1 – передаточное число первой (от двигателя) передачи привода; u_2 – передаточное число второй (от двигателя) передачи привода.

Требуемая частота вращения входного вала привода для полученного по формуле (13.3) передаточного числа привода (при $u_1 = u_{1\text{ср}}$, $u_2 = u_{2\text{ср}}$) будет равна:

$$n_{\text{вх. треб}} = n_{\text{вых. треб}} \cdot u_{\text{прив. ср}} \quad (13.4)$$

Таблица 13.1

Числовые значения КПД

Механизм		Значение КПД	
Закрытые передачи (передачи редуктора)	Цилиндрическая прямозубая	0,97	
	Цилиндрическая косозубая	0,98	
	Коническая прямозубая	0,96	
	Коническая с круговым зубом	0,97	
	Червячная (z_1 – число заходов червяка)	$z_2 = 1$	0,70–0,75
		$z_2 = 2$	0,73–0,80
$z_2 = 3$		0,76–0,82	
$z_2 = 4$		0,82–0,90	
Открытые передачи (передачи, находящиеся вне корпуса редуктора)	Цилиндрическая прямозубая	0,93	
	Цилиндрическая косозубая	0,94	
	Коническая прямозубая	0,92	
	Цепная	0,92	
	Клиноременная	0,95	
Пара подшипников качения		0,99	
Соединительная муфта		0,99	

Таблица 13.2

Величины передаточных чисел

Тип передачи		Среднее (рекомендуемое) значение передаточного числа в одной ступени	Наибольшее (допускаемое) значение передаточного числа в одной ступени
Зубчатая пере- дача <i>закрытая</i>	цилиндрическая	2,5–3,5	6
	коническая	2,0–3,0	5
Зубчатая пере- дача <i>открытая</i>	цилиндрическая	2,0–6,0	12
	коническая	2,0–4,0	9
Червячная передача закрытая		8,0–24,0	80
Цепная передача		2,0–4,0	7,0
Клиноременная передача		1,5–3,5	6

13.1.2. Определение типа асинхронного электродвигателя

На основании полученных значений $P_{\text{дв.треб}}$ и $n_{\text{вх.треб}}$ из каталога асинхронных электродвигателей (табл. П.289) подбирают тип асинхронного электродвигателя.

При этом следует учесть, что:

- номинальная мощность электродвигателя $P_{\text{дв.н}}$ (значение из каталога) должна быть ближайшей большей по отношению к *требуемой* мощности электродвигателя $P_{\text{дв.треб}}$, определенной по формуле (13.1);
- номинальная частота вращения ротора электродвигателя $n_{\text{дв.н}}$ (значение из каталога) должна быть ближайшей (большей или меньшей) по отношению к величине *требуемой* частоты вращения входного вала привода $n_{\text{вх.треб}}$, определенной по формуле (13.4).

13.2. Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по ступеням

После определения типа асинхронного электродвигателя уточняется общее передаточное число привода:

$$u_{\text{прив}} = \frac{n_{\text{дв.н}}}{n_{\text{вых}}} \quad (13.5)$$

Далее следует произвести *разбивку передаточного числа привода*, величина которого определена по формуле (13.5), по ступеням. От результата данной разбивки в значительной мере зависят габариты привода, рациональность конструкции, удобство компоновки отдельных элементов привода, надежность, экономичность и т. п.

Дать какую-то единую строгую рецептуру разбивки передаточного числа привода по ступеням, удовлетворяющую всем вышеуказанным требованиям, не представляется возможным. Поэтому рекомендации по данному вопросу, приводящиеся в данной работе и в технической литературе, следует рассматривать как ориентировочные.

Для выполнения курсового проекта разбивку передаточного числа привода рекомендуем производить следующим образом:

- 1) для схем, *не содержащих червячных передач* (схемы № 0, 1, 2, 6, 7, 8, 9) (разд. 1.7):
 - а) определить ориентировочную величину передаточных чисел ступеней привода, первоначально приняв их равными друг другу; при *двухступенчатом* приводе

$$u = \sqrt{u_{\text{прив}}} \quad (13.6)$$

где $u_{\text{прив}}$ – передаточное число привода, определенное по формуле (13.5);

- б) полученное значение u округлить до рекомендуемого (см. приведенную ниже табл. 13.3) и принять его в качестве передаточного числа *закрытой* передачи (*передачи редуктора*) – $u_{3.п}$;

Таблица 13.3

Рекомендуемые значения передаточных чисел

1-й ряд	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-й ряд	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1

- в) передаточное число *открытой* (зубчатой, клиноременной или цепной) передачи определить по формуле:

$$u_{\text{о.п}} = \frac{u_{\text{прив}}}{u_{3.п}}, \quad (3.7)$$

где $u_{3.п}$ – передаточное число *закрытой* передачи, округленное до стандартной величины.

Значение $u_{\text{о.п}}$ также следует округлить до стандартной величины, если погрешность передаточного числа привода при этом не превысит 4 %? по сравнению с величиной, определенной по формуле (13.5).

Если погрешность выйдет за вышеуказанный предел, то значение передаточного числа открытой передачи можно оставить нестандартным (округленным до приемлемого числа).

2) Для схем, содержащих червячные передачи (схемы № 3, 4, 5), при разбивке передаточного числа привода по ступеням необходимо пользоваться стандартными значениями передаточных чисел червячных цилиндрических передач (табл. П.239).

При меньших передаточных числах из рекомендуемых средних (табл. 13.2) следует применять многозаходные ($z_1 = 3, z_1 = 4$) червяки.

Не рекомендуется использовать червячные колеса с числом зубьев z_2 менее 20.

В расчетах приводов с червячными передачами формулу (13.6) использовать нельзя. В этом случае рекомендуется такая разбивка передаточного числа привода, при которой передаточное число открытой передачи и передаточное число червячной передачи занимали бы примерно одинаковое положение в своих рекомендуемых (табл. 13.2) диапазонах.

При данной разбивке рекомендуется использовать нижеприведенную табл. 13.4 соответствия диапазонов.

Таблица 13.4

Вид передачи	Относительное расположение передаточных чисел в соответствующих диапазонах								
	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Червячная									
Цилиндрическая открытая	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
Коническая открытая	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,0
Цепная	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,0
Клиноременная	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5

Из табл. 13.4 очевидно, что, например, передаточное число червячной передачи, равное 18, занимает в своем диапазоне такое же положение, что и передаточное число для цепной передачи, равное 3,25, в своем диапазоне.

Если передаточные числа, необходимые при проектировании, не приводятся в данной таблице, то следует использовать метод интерполяции.

13.3. Определение частот вращения угловых скоростей и крутящих моментов

Определение частот вращения и угловых скоростей валов привода производится в нижеприводимом порядке.

Частота вращения входного звена первой (от двигателя) передачи равна номинальной частоте вращения ротора асинхронного электродвигателя:

$$n_{вх.1} = n_{дв.н}. \quad (13.8)$$

Частота вращения выходного звена первой (от двигателя) передачи, равная частоте вращения входного звена второй (от двигателя) передачи, определяется как:

$$n_{вых.1} = \frac{n_{дв.н}}{u_1} = n_{вх.2}. \quad (13.9)$$

Частота вращения *выходного* звена *второй* (от двигателя) передачи определяется по формуле:

$$n_{\text{вых.2}} = \frac{n_{\text{дв.н}}}{u_{\text{прив}}} \quad (13.10)$$

или

$$n_{\text{вых.2}} = \frac{n_{\text{вх.2}}}{u_2}. \quad (13.11)$$

В формулах (13.9)–(13.11):

u_1 – передаточное число *первой* (от двигателя) ступени привода; u_2 – передаточное число *второй* (от двигателя) ступени привода.

Угловые скорости элементов привода равны:

$$\omega_{\text{вх.1}} = \frac{\pi n_{\text{вх.1}}}{30} = \frac{\pi n_{\text{дв.н}}}{30} = \omega_{\text{дв.н}}; \quad (13.12)$$

$$\omega_{\text{вых.1}} = \frac{\pi n_{\text{вых.1}}}{30} = \omega_{\text{вх.2}} = \frac{\pi n_{\text{вх.2}}}{30}; \quad (13.13)$$

$$\omega_{\text{вых.2}} = \frac{\pi n_{\text{вых.2}}}{30}. \quad (13.14)$$

Величины мощности, передаваемые различными элементами привода, определяются с учетом КПД простых механизмов, составляющих привод (КПД зубчатых, червячных, цепных, клиноременных передач; подшипников качения и муфт).

При определении *мощностей* следует пользоваться формулой:

$$P_{\text{вых.}i} = P_{\text{вх.}i} \eta_i, \quad (13.15)$$

где $P_{\text{вх.}i}$ – входная мощность i -го простого механизма; $P_{\text{вых.}i}$ – выходная мощность i -го простого механизма; η_i – КПД i -го простого механизма.

Под *простым* механизмом понимается зубчатая или червячная передача, пара подшипников, клиноременная передача, цепная передача и муфта.

Затем, на основании полученных выше значений, определяются *крутящие моменты на элементах привода* по формуле:

$$T_j = \frac{P_j}{\omega_j}, \quad (13.16)$$

где T_j – крутящий момент на j -м элементе привода, Н·м; P_j – мощность на j -м элементе привода, Вт; ω_j – угловая скорость j -го элемента привода, рад/с.

13.4. Расчет и эскизное проектирование элементов механических передач

Расчет и проектирование механических передач изложены в разд. 3.

13.4.1. Закрытая передача

13.4.1.1. Выбор материалов элементов передачи

Рекомендации по выбору материалов *зубчатых колес*, назначению их твердости, способам упрочнения зубьев, а так же требования к термообрабатываемым деталям изложены в разд. 3.2.2.1–3.2.2.4

Алгоритм определения допускаемых напряжений материалов для зубчатых колес приведен в табл. 3.5 разд. 3.2.2.5.

Рекомендации по выбору материалов *червяка и венца червячного колеса*, назначению их твердости и термообработки изложены в разд. 3.3.2.

Алгоритм определения допускаемых напряжений материалов для венцов червячных колес приведен в табл. 3.26 разд. 3.3.2.2.

13.4.1.2. Определение размеров элементов закрытой передачи на основании расчета на усталостную контактную прочность

13.4.1.2.1. Цилиндрические зубчатые передачи

Алгоритм расчета:

1. Определение минимально допустимых размеров изложено в табл. 3.7 разд. 3.2.3.2 – «Проектный расчет».

2. Геометрический расчет:

- для *прямозубой цилиндрической* передачи *внешнего* зацепления – табл. 3.12 разд. 3.2.3.2;
- *косозубой цилиндрической* передачи *внешнего* зацепления – табл. 3.13 разд. 3.2.3.2;
- *прямозубой цилиндрической* передачи *внутреннего* зацепления – табл. 3.14 разд. 3.2.3.2;
- *косозубой цилиндрической* передачи *внутреннего* зацепления – табл. 3.15 разд. 3.2.3.2.

13.4.1.2.2. Конические зубчатые передачи

Алгоритм расчета:

1. Определение минимально допустимых размеров изложено в табл. 3.20 разд. 3.2.4.2 – «Проектный расчет».

2. Геометрический расчет:

- для *прямозубой* конической передачи – табл. 3.21 разд. 3.2.4.2;
- конической передачи с *круговыми зубьями* – табл. 3.22 разд. 3.2.4.2.

13.4.1.2.3. Червячная передача

Алгоритм расчета:

1. Определение минимально допустимых размеров изложено в табл. 3.27 разд. 3.3.2.3 – «Проектный расчет».

2. Геометрический расчет цилиндрической червячной передачи изложен в табл. 3.31 разд. 3.3.2.3.

13.4.1.3. Эскизная проработка конструкций элементов закрытой передачи

Правила выполнения чертежей зубчатых *цилиндрических* колес приведены в разд. 3.2.3.3.

Основы конструирования приведены:

- для зубчатых *цилиндрических* колес *внешнего* зацепления – в разд. 3.2.3.4;
- зубчатых *цилиндрических* колес *внутреннего* зацепления – в разд. 3.2.3.5.

Конструкции *цилиндрических* валов-шестерен приведены в разд. 3.2.3.6.

Правила выполнения чертежей зубчатых *конических* колес приведены в разд. 3.2.4.3.

Основы конструирования *конических* зубчатых колес приведены в разд. 3.2.4.4.

Вариант конструкции *конического* вала-шестерни приведен в разд. 3.2.4.5.

Правила выполнения чертежей *цилиндрических* червяков и червячных колес приведены в разд. 3.3.2.4.

Основы конструирования *червячных колес* приведены в разд. 3.3.2.5, а *червяков* – в разд. 3.3.2.6.

Диаметры *посадочных отверстий* колес и насадных шестерен должны быть уточнены позднее, после расчета и конструирования сопряженных валов (разд. 5).

13.5. Проверка прочности зубьев колес закрытой зубчатой передачи (или зубьев колеса червячной передачи) по контактными напряжениям

Проверку прочности зубьев по *контактным* напряжениям следует проводить по алгоритму, изложенному:

- для колес *цилиндрических зубчатых* передач – в табл. 3.7 разд. 3.2.3.2 – «Проверочный расчет. 1. Проверка на контактную выносливость»;
- колес *конических зубчатых* передач – в табл. 3.20 разд. 3.2.4.2 – «Проверочный расчет. 1. Проверка на контактную выносливость»;
- колеса *червячной* передачи – в табл. 3.27 разд. 3.3.2.3 – «Проверочный расчет. 1. Проверка на контактную выносливость».

При необходимости следует провести корректировку размеров элементов передачи.

13.6. Определение составляющих силы в зацеплении закрытой зубчатой (или червячной) передачи

Определение составляющих силы в зацеплении определить:

- для *цилиндрических зубчатых* передач – по табл. 3.16 разд. 3.2.3.2;
- *конической зубчатой* передачи – по табл. 3.23 разд. 3.2.4.2;
- *цилиндрической червячной* передачи – по табл. 3.32 разд. 3.3.2.3.

13.7. Проверка прочности зубьев колес закрытой зубчатой передачи (или колеса червячной передачи) по изгибным усталостным напряжениям

Проверку прочности зубьев по *изгибным* усталостным напряжениям следует проводить по алгоритму, изложенному:

- для колес *цилиндрических зубчатых* передач – в табл. 3.7 разд. 3.2.3.2 – «Проверочный расчет. 2. Проверка на выносливость при изгибе».
- колес *конических зубчатых* передач – в табл. 3.20 разд. 3.2.4.2 – «Проверочный расчет. 2. Проверка на выносливость при изгибе».
- колеса *червячной* передачи – в табл. 3.27 разд. 3.3.2.3 – «Проверочный расчет. 2. Проверка на выносливость при изгибе».

При необходимости следует провести корректировку размеров элементов передачи.

13.8. Определение коэффициента полезного действия (КПД) червячной передачи и тепловой расчет (для червячных редукторов)

Определение коэффициента полезного действия (КПД) червячной передачи производить по формулам, приведенным в табл. 3.34 разд. 3.3.2.3, а проверку червячного редуктора на нагрев, в связи с невысоким КПД и, как следствие, большим выделением теплоты, производят по формулам (3.19–3.21).

13.9. Расчет открытой передачи привода

13.9.1. Расчет и проектирование цепной передачи

Алгоритм прочностного расчета *цепной* передачи приведен в табл. 3.35, расчет геометрических параметров звездочек – в табл. 3.36.

Схема сил, действующих в цепной передаче, и формулы для определения величин составляющих силы, действующей на опоры цепной передачи, приведены в табл. 3.37 разд. 3.4.2.

Правила выполнения чертежей звездочек цепной передачи приведены в разд. 3.4.3, а основы конструирования элементов цепных передач – в разд. 3.4.4.

13.9.2. Расчет и проектирование ременных передач

13.9.2.1. Расчет и проектирование плоскоремennых передач

Алгоритм расчета *плоскоремennой* передачи приведен в табл. 3.40 разд. 3.5.2.2, конструкции шкивов – в разд. 3.5.2.3.

13.9.2.2. Расчет и проектирование клиноременных передач

Алгоритм расчета клиноременной передачи приведен в табл. 3.41 разд. 3.5.3.1, конструкции шкивов – в разд. 3.5.3.2.

13.9.2.3. Силы, действующие в ременной передаче

Схема сил, действующих в ременной передаче, и формулы для определения величин составляющих силы, действующей на опоры ременной передачи, приведены в табл. 3.42 разд. 3.5.4.

13.9.3. Расчет открытой зубчатой передачи

В *открытых* передачах очень трудно обеспечить оптимальный смазочный режим, вследствие чего отсутствие жидкой смазки в зоне контакта сопряженных поверхностей зубьев не позволяет развиваться усталостным трещинам. В этом случае нет необходимости проверять выносливость поверхностей зубьев по контактным напряжениям. При наличии абразивного изнашивания суммарная длина контактных линий в косозубых передачах уменьшается, поэтому *косозубые передачи в качестве открытых не применяются*.

Открытые зубчатые передачи рассчитывают на выносливость только по напряжениям *изгиба*.

13.9.3.1. Цилиндрические зубчатые передачи

Формулы для расчета на выносливость по напряжениям *изгиба* приведены в разд. 3.2.3.2 (табл. 3.7 «Проверочный расчет. 2. Проверка на выносливость при изгибе»).

Так как в формулы для определения расчетного напряжения на переходной поверхности входят в явном виде два неизвестных размера (m и b_w), то данная задача является многовариантной. Для упрощения проектирования в уравнении используют коэффициент ширины венца ψ_{bd} (табл. 3.7).

Тогда, после преобразования формулы для расчета на выносливость по напряжениям *изгиба* (табл. 3.7 «Проверочный расчет. 2. Проверка на выносливость при изгибе»), с некоторыми допущениями получаем:

$$m \geq 15 \sqrt[3]{\frac{T_{H2} K_{F\beta} Y_{F1}}{\sigma_{Fp1} u \psi_{bd} z_1^2}}; \quad (13.17)$$

$$m \geq 15 \sqrt[3]{\frac{T_{H2} u K_{F\beta} Y_{F2}}{\sigma_{Fp2} \psi_{bd} z_2^2}}. \quad (13.18)$$

Все параметры, входящие в формулы (13.17), (13.18), пояснены в табл. 3.7.

Значение числа зубьев *шестерни* z_1 рекомендуется назначить из интервала (18–30).

Значение ψ_{bd} при расчете *открытых* цилиндрических передач следует принимать из табл. 13.5.

Значения коэффициента $\psi_{bd \max}$

Расположение опор относительно зубчатого венца (рис. 3.11)	$\psi_{bd \max}$, при твердости рабочих поверхностей зубьев	
	$H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_2 > 350 \text{ HB}$
Симметричное и вблизи зубчатого венца (передачи 5 и 6)	0,60–0,70	0,45–0,50
Несимметричное (передачи 2 и 3)	0,50–0,60	0,30–0,40
По одну сторону от зубчатого венца (передачи 1)	0,30–0,35	0,20–0,25

Полученные по формулам (13.17), (13.18) значения величин модуля следует округлить до ближайшей большей стандартной величины по табл. П.200.

В дальнейшем расчете используется большая из этих двух величин модуля зацепления.

Используя значения модуля m , назначенных числа зубьев z_1 , коэффициента ширины венца ψ_{bd} , а также значение передаточного числа u (разд. 13.2) по одному из алгоритмов, приведенных в табл. 3.12, 3.14, следует определить *геометрические размеры* открытой цилиндрической передачи.

Далее, по формулам табл. 3.16, определить величины составляющих силы в зацеплении цилиндрической *открытой* передачи.

13.9.3.2. Конические зубчатые передачи

Так как в качестве *открытых* передач используют только *прямозубые* передачи, то *единственной осевой формой* зуба является форма I (разд. 3.2.4.1.1, рис. 3.34).

Формулы для расчета на выносливость по напряжениям *изгиба* приведены в разд. 3.2.4.2 (табл. 3.20 «Проверочный расчет. 2. Проверка на выносливость при изгибе»).

Для *проектного* расчета конической передачи по *изгибным* напряжениям используют формулу для расчета на выносливость по напряжениям изгиба (табл. 3.7 «Проверочный расчет. 2. Проверка на выносливость при изгибе»), несколько видоизменив ее с некоторыми допущениями:

$$m \geq 18 \sqrt[3]{\frac{T_{H2} K_{F\beta} Y_{F1}}{\sigma_{Fp1} K_{be} (1 - K_{be}) z_1^2 u \sqrt{u^2 + 1}}}. \quad (3.19)$$

Все параметры, входящие в формулу (3.19), пояснены в табл. 3.20.

Значение числа зубьев *шестерни* z_1 рекомендуется назначить из интервала (18–30).

Для *прямозубой* конической передачи значение коэффициента ширины зубчатого венца K_{be} следует определить по формуле:

$$K_{be} = \frac{1,2}{u + 0,36}. \quad (3.20)$$

При этом должно выполняться условие:

$$K_{be} \leq 0,3. \quad (3.21)$$

Если значение K_{be} , определенное по формуле (3.21), больше 0,3, то его следует принять равным этой величине.

Значение ψ_{bd} при расчете *открытых* цилиндрических передач следует принимать из табл. 13.5.

Полученное по формуле (3.20) значение величины модуля следует округлить до ближайшей большей стандартной величины по табл. П.200.

Используя значения модуля m , назначенного числа зубьев z_1 , определенной выше величины коэффициента ширины зубчатого венца K_{be} , а также значение передаточного числа u (разд. 13.2) по алгоритму, приведенному в табл. 3.21, следует определить *геометрические размеры* открытой конической передачи.

Далее, по формулам табл. 3.23, следует определить величины составляющих силы в зацеплении конической *открытой* передачи.

13.10. Эскизная компоновка привода

При разработке *эскизной компоновки привода* можно воспользоваться материалами, приведенными в разд. 5, в котором рассмотрены расчет и проектирование валов, конструкции валов при различных компоновках узлов.

На этом этапе проектирования целесообразно ознакомиться с содержимым разд. 4, посвященным расчету и проектированию:

- шпоночных соединений (разд. 4.2.2.1, 4.2.2.2, 4.2.2.4);
- шлицевых соединений (разд. 4.2.3);
- опор валов (разд. 4.4, 4.5).

Кроме этого, в процессе эскизной компоновки необходимо учитывать предполагаемую конструкцию корпуса редуктора (разд. 8.5) и тип соединительных муфт (разд. 10).

Целью *эскизного* проектирования является:

- определение ориентировочных диаметров ступеней валов;
- выбор типов подшипников и схем их установки;
- определение расположения деталей передач;
- определение расстояния между деталями передач.

13.10.1. Проектный (предварительный) расчет валов привода

13.10.1.1. Выбор материала валов

Рекомендации по выбору материалов валов приведены в разд. 5.2.

13.10.1.2. Ориентировочный расчет диаметров и осевых размеров участков валов

Методика *ориентировочного* определения *минимально допустимого диаметра* вала приведена в разд. 5.3.1, а *диаметров всех последующих участков вала* – в разд. 5.3.2. Предварительное определение *осевых* размеров вала следует производить в процессе *эскизной* компоновки привода, используя рекомендации, приведенные в разд. 5.3.3 с учетом необходимости осевой фиксации деталей на валу (разд. 5.3.4).

13.10.2. Предварительный выбор схем подшипниковых узлов, подбор подшипников качения

Предварительный выбор схем подшипниковых узлов привода следует производить на основании материала разд. 4.4.2, в котором рассмотрены наиболее распространенные виды опор. На основании схемы привода, заданной техническим заданием, выбираются *типы опор* входного и выходного валов редуктора и валов открытой передачи.

Данные о подшипниках качения приведены в разд. 4.4.1, рекомендации по конструированию стаканов и крышек подшипников – разд. 4.5.

13.10.3. Расчет шпоночных или шлицевых соединений

В разд. 4.2.2 приведена методика расчета шпоночных соединений и их конструктивные особенности, а в разд. 4.2.3 представлены материалы по шлицевым соединениям.

13.10.4. Установка шкивов

Рекомендации по установке шкивов приведены в разд. 3.5.5.

13.10.5. Подбор соединительных муфт

Подбор соединительных муфт рекомендуется проводить в соответствии с рекомендациями разд. 10.

13.10.6. Обоснование выбора способов смазки элементов привода и назначение смазочных материалов для элементов привода

Данные о смазочных материалах, способах смазки зубчатых и червячных передач, подшипников, уплотнениях и смазочных устройствах приведены в разд. 6.

13.10.7. Эскизная компоновка

На основании предварительно полученных данных проводится вычерчивание эскизного проекта привода. Требования к эскизному проекту приведены в разд. 1.8.1. Пример выполнения эскизного проекта представлен на рис. 13.1.

Чтобы поверхности вращающихся деталей не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор s , который следует принять из диапазона (4–10) мм.

Расстояние между дном корпуса и наружной поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов и коробок передач принимают равным $4s$.

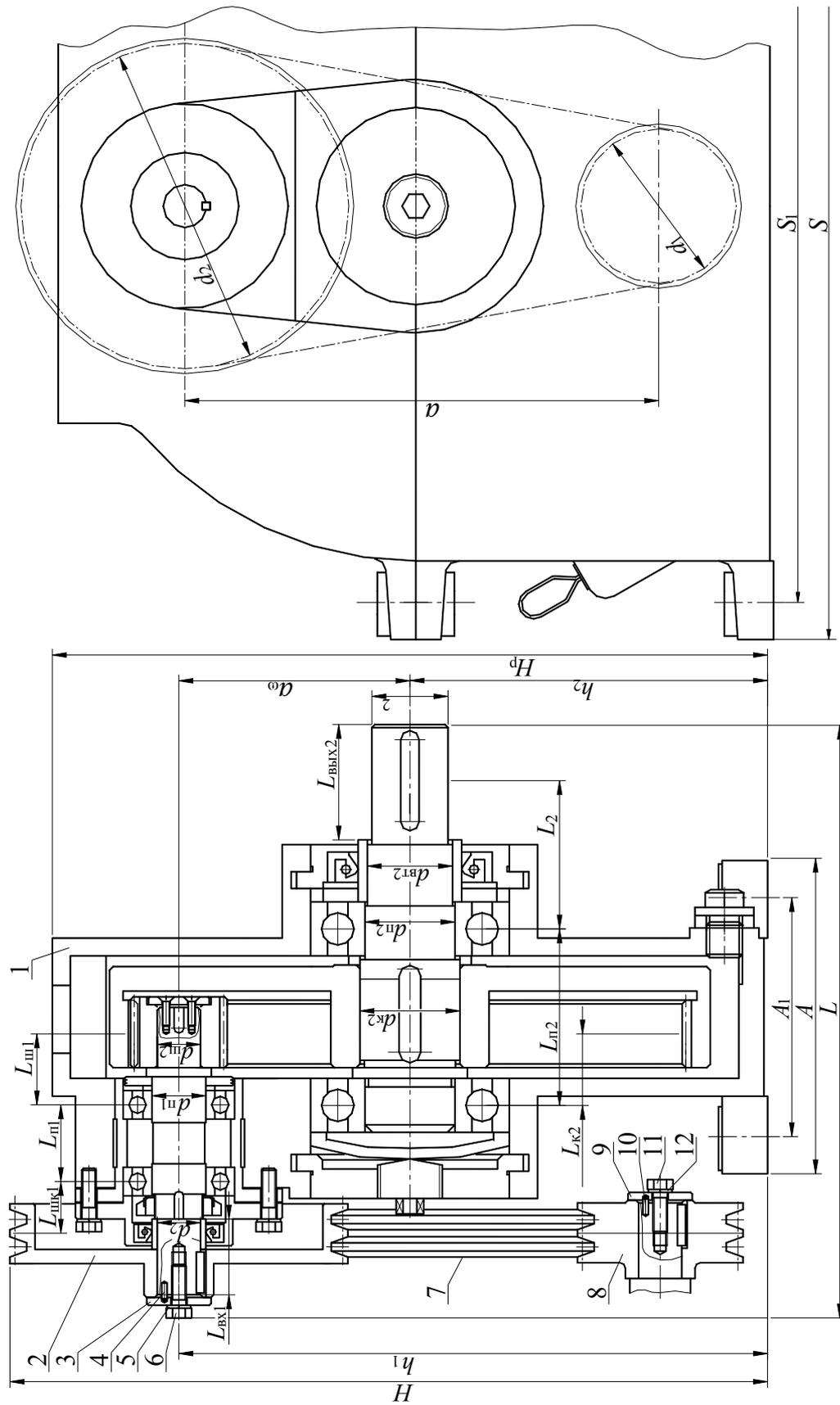


Рис. 13.1

13.11. Определение реакций в опорах привода

Методика определения реакций в опорах привода изложена в разд. 5.3.6.2.1.

13.12. Проверка ранее назначенных подшипников качения привода по динамической грузоподъемности и по долговечности

Расчет динамической грузоподъемности и долговечности подшипников качения следует проводить по методике, изложенной в разд. 4.4.1.3.

Если выбраны радиально-упорные подшипники качения, то следует учесть особенности их расчета, приведенные в разд. 4.4.1.4.

При проверке подшипников на долговечность следует обратить внимание на следующее.

1. Размерности величин динамической долговечности C и нагрузки на подшипник F должны быть одинаковы.

2. Если в результате проверки получается слишком большой запас по динамической грузоподъемности (более 50 % от требуемой), то нужно:

- или принять подшипник того же типа, но более легкой серии,
- или принять подшипник другого типа, у которого табличное значение динамической грузоподъемности меньше (например, вместо конического, принятого ранее, назначить шариковый радиально-упорный подшипник).

3. Если принятый ранее подшипник не проходит по динамической грузоподъемности, то следует:

- а) принять подшипник того же типа, но более тяжелой серии;
- б) или принять подшипник другого типа (например, вместо шарикового радиально-упорного подшипника принять конический);
- в) или конструктивно увеличить диаметр вала подшипников, обязательно оговорив этот шаг в расчетно-пояснительной записке;
- г) либо поставить сдвоенный подшипники (этот вариант используется в случае, когда нельзя увеличивать радиальный габарит опорного узла);
- д) или предусмотреть смену подшипников через определенный срок их работы, обязательно оговорив это в технических требованиях на редуктор;
- е) или использовать комплекс мер по пп. а, б, в, г, д.

13.13. Конструктивная компоновка привода

На этом этапе работы над проектом следует провести уточняющую (конструктивную) компоновку привода, в процессе которой конструктивно оформляют детали, входящие в состав редуктора и открытой передачи. Чертеж желательно выполнить в натуральном масштабе с учетом изменений, внесенных при выполнении предыдущего этапа.

Следует уточнить расстояния между опорами и зубчатыми колесами. Если эти расстояния значительно отличаются от полученных на первом (эскизном) этапе компоновки, то необходимо внести изменения в ранее проведенные расчеты.

13.14. Проверочные расчеты валов редуктора

13.14.1. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов

Методика построения эпюр изгибающих и крутящих моментов изложена в разд. 5.3.6.2.

13.14.2. Определение коэффициентов безопасности для возможных опасных поперечных сечений валов редуктора

Следующим этапом работы является уточненный (проверочный) расчет валов, целью которого является определение коэффициентов безопасности для возможных опасных поперечных сечений валов редуктора. Опасными считаются те сечения валов, в которых величины приведенного момента достигают максимума, а также те, которые проходят через концентратор напряжений (места переходов с диаметра на диаметр, шпоночные пазы, резьбы, проточки, отверстия и т. п.).

Методика расчета валов на выносливость изложена в разд. 5.3.6.4.

Для обеспечения *прочности* вала достаточно иметь коэффициент безопасности S , равный 1,6–1,8, но во многих случаях вал, рассчитанный и спроектированный по условиям прочности, не может обеспечить нормальной работы зубчатой или червячной передачи и подшипников, если под действием передаваемой нагрузки он будет чрезмерно деформироваться. Поэтому необходимо производить расчет на *жесткость*, который сводится к определению величины прогиба u , углов наклона оси вала θ и сопоставлению их с допускаемыми значениями. Такой расчет, из-за его сложности, производится для очень ответственных приводов. На практике, учитывая повышенные требования к жесткости валов, принимают *достаточным условием* нахождение величины коэффициента безопасности S в пределах 2,5–3,5.

13.15. Нанесение размеров, номеров позиций. Назначение необходимых допусков и посадок

Правила нанесения размеров изложены в разд. 2.4.2. Следует обратить внимание на правила нанесения размеров на чертеж *сборочной* единицы (разд. 2.4.2.4).

Допуски и посадки приведены в разд. 2.4.3, расположение на чертеже размеров – в разд. 2.4.4.

13.16. Окончательное оформление чертежей общего вида редуктора. Выполнение текстовой части чертежей общего вида редуктора

Объем выполняемой работы и требования к чертежам указаны в разд. 1.8.2.

Основные правила оформления чертежей изложены в разд. 2.4.1.

Во второй книге приведены конструкции редукторов, выполненных по наиболее распространенным схемам.

13.17. Выполнение рабочей документации

Объем рабочей документации, разрабатываемой при *курсовом* проектировании, приведен в разд. 1.8.3.

Правила выполнения чертежей указаны в разд. 1.8.3.1 – 1.8.3.4.

Правила нанесения размеров изложены в разд. 2.4.2.

Допуски и посадки приведены в разд. 2.4.3, расположение на *чертеже детали* размеров, обозначений баз, допусков формы, шероховатости – в разд. 2.4.4.

13.18. Оформление текстовой документации проекта (пояснительной записки и спецификаций)

Правила оформления текстовой части проекта приведены в разд. 2.1, 2.2, 2.3.

Учебное издание

ГУРИН Владимир Васильевич
ЗАМЯТИН Владимир Маркович
ПОПОВ Анатолий Михайлович

ДЕТАЛИ МАШИН КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Учебник
в 2 книгах

Книга 1

Научный редактор
доктор технических наук,
профессор *Ан И-Кан*

Редактор *М.В. Пересторонина*
Компьютерная верстка *В.П. Аршинова*
Дизайн обложки *Т.А. Фатеева*

Подписано к печати 15.10.2009. Формат 60×84/8.
Бумага «Снегурочка».
Печать XEROX. Усл. печ. л.. Уч.-изд. л..
Заказ 000-09. Тираж XXX экз.



Томский политехнический университет
Система менеджмента качества
Томского политехнического университета сертифицирована
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту ISO
9001:2008



ИЗДАТЕЛЬСТВО  **ТПУ**. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30
Тел/факс: +7 (3822) 56-35-35, www.tpu.ru