

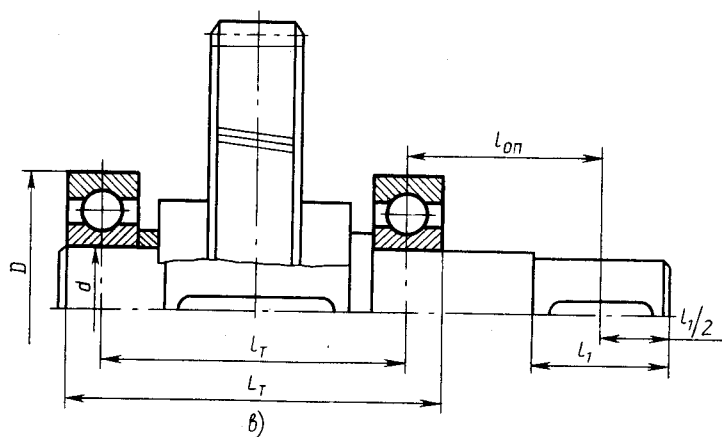
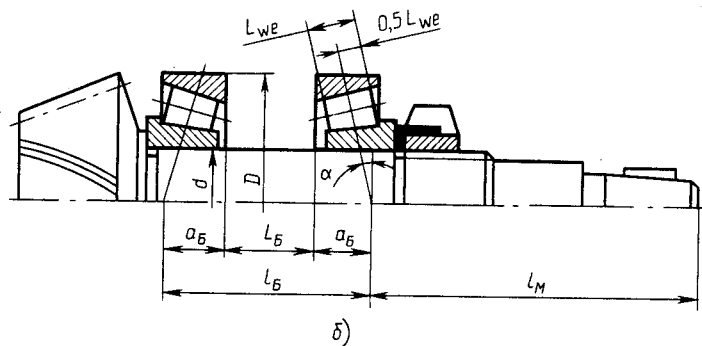
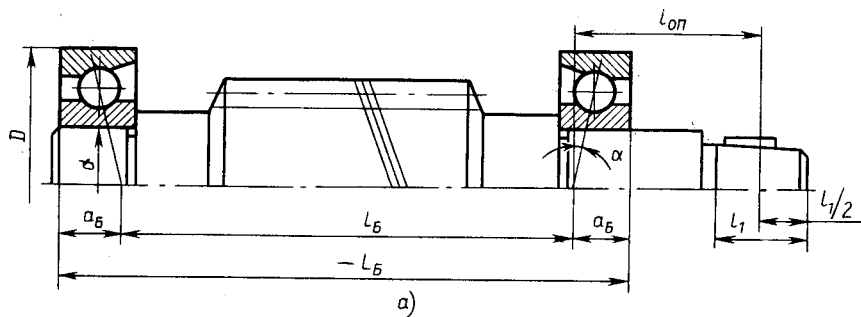


Рис. 7.6. Определение расстояния между точками приложения реакций в подшипниках:

*a* — вал-червяк на радиально-упорных шарикоподшипниках, установленных враспор;  
*б* — вал-шестерня коническая на конических роликоподшипниках, установленных встыжку;  
*в* — тихоходный вал цилиндрического редуктора на радиальных подшипниках, установленных враспор

точка приложения силы  $F_M$  находится в торцевой плоскости выходного конца соответствующего вала на расстоянии  $l_M$  от точки приложения реакций смежного подшипника (см. рис. 7.2...7.4).

9. Проставить на проекциях эскизной компоновки необходимые размеры, выполнить таблицу и основную надпись.

10. Составить табличный ответ к задаче 7 (табл. 7.3).

Таблица 7.3. Параметры ступеней валов и подшипников

| Вал          | Размеры ступеней, мм |       |       |       | Подшипники  |                               |                                           |                                             |
|--------------|----------------------|-------|-------|-------|-------------|-------------------------------|-------------------------------------------|---------------------------------------------|
|              | $d_1$                | $d_2$ | $d_3$ | $d_4$ | Типо-размер | $d \times D \times B(T)$ , мм | Динами-ческая грузоподъемность $C_r$ , кН | Стати-ческая грузоподъемность $C_{r0}$ , кН |
|              | $l_1$                | $l_2$ | $l_3$ | $l_4$ |             |                               |                                           |                                             |
| Быстроходный |                      |       |       |       |             |                               |                                           |                                             |
| Тихоходный   |                      |       |       |       |             |                               |                                           |                                             |

Примечание. При составлении таблицы для конического редуктора следует ввести графу  $d_5/l_5$ .

#### Характерные ошибки:

1. Неправильно выбраны допускаемые напряжения на кручение  $[\tau]_k$ , а отсюда неправильно определен диаметр  $d_1$  первой ступени вала.
2. Несоразмерность единиц крутящего момента  $M_k$  и  $[\tau]_k$  при определении  $d_1$ .
3. Небрежно выполнена эскизная компоновка, не соблюдены требования ЕСКД.
4. Неправильно определены расстояния  $l_B$  и  $l_T$  между точками приложения реакций.
5. Неточно измерены расстояния  $l_{оп}$  и  $l_M$ .
6. Не обоснован предварительный выбор типа подшипника.
7. Не соответствуют стандартам (табл. 13.15) диаметры и длины ступеней вала.
8. Не соблюдена симметричность корпуса конического редуктора относительно оси быстроходного вала ( $c_1 = c_2$ ).
9. Неправильно вычерчено зубчатое (червячное) зацепление.

#### ЗАДАЧА 8

#### РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ВАЛОВ РЕДУКТОРА

- Цель: 1. Определить радиальные реакции в опорах подшипников быстроходного и тихоходного валов.
2. Построить эпюры изгибающих и крутящих моментов.
3. Определить суммарные изгибающие моменты.
4. Построить схему нагружения подшипников.



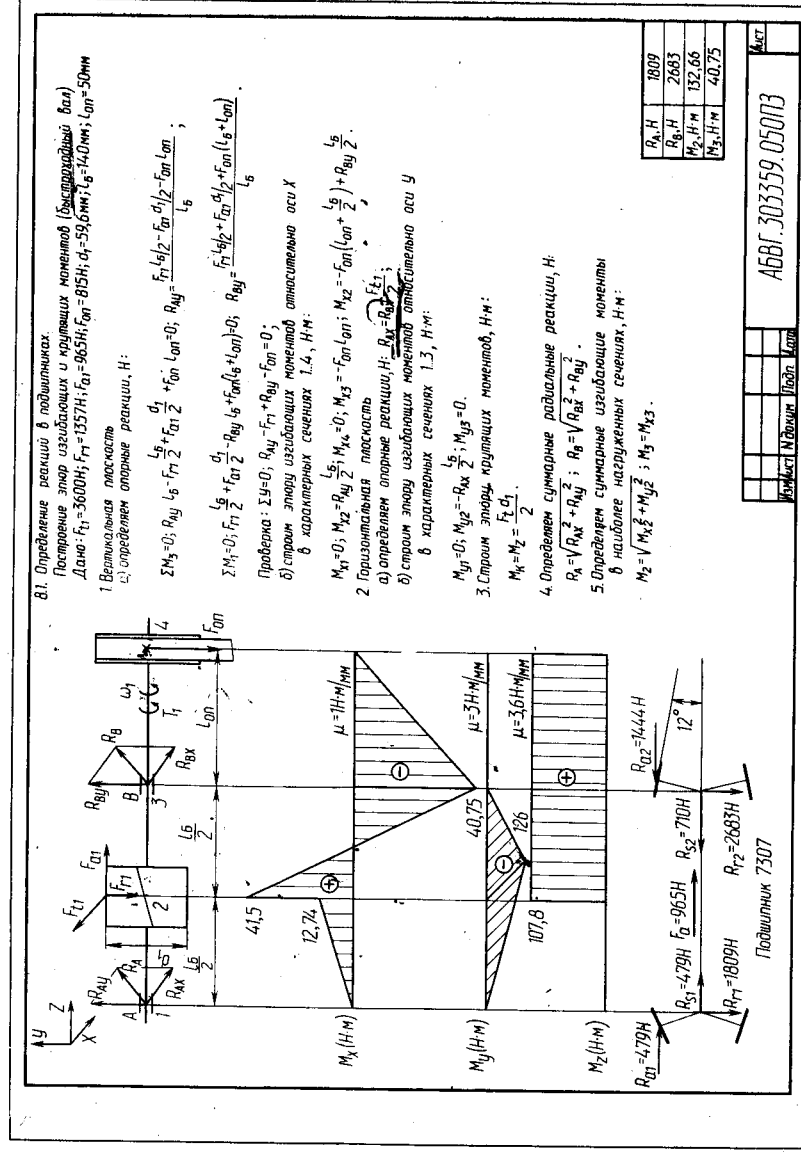


Рис. 8.2. Пример расчетной схемы быстроходного вала цилиндрического одноступенчатого редуктора

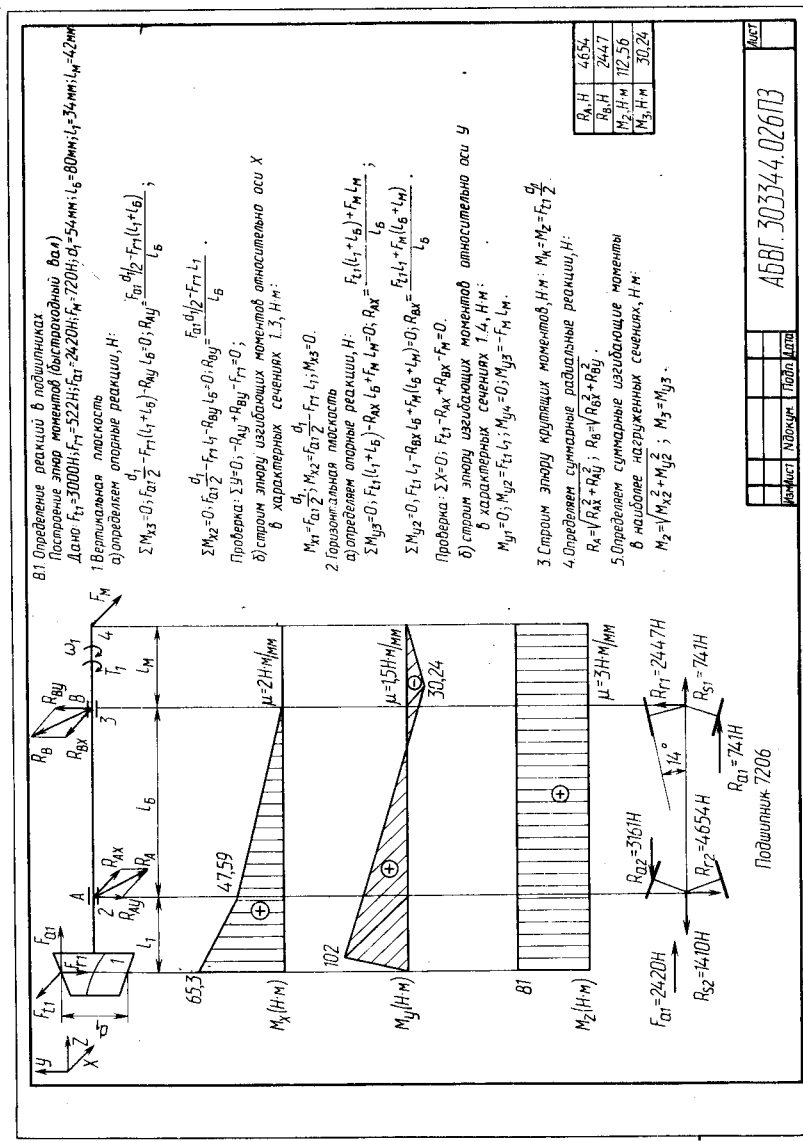


Рис. 8.3. Пример расчетной схемы быстроходного вала конического одноступенчатого редуктора

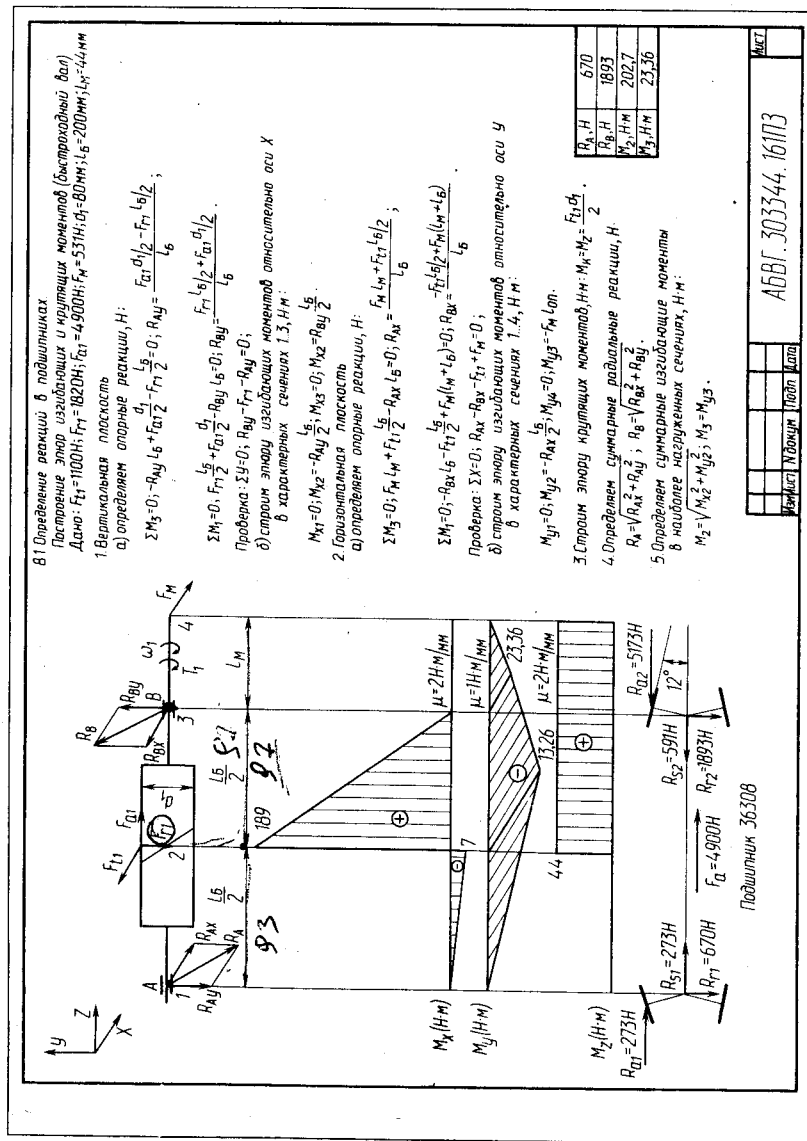


Рис. 8.4. Пример расчетной схемы быстроходного вала червячного одноступенчатого редуктора

диаметры делительной окружности шестерни (червяка) или колеса —  $d_1$ ,  $d_2$  (см. табл. 4.5; 4.8; 4.11).

4. Определить реакции в опорах предварительно выбранных подшипников вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях, составив два уравнения равновесия плоской системы сил.

5. Определить суммарные радиальные реакции опор подшипников вала, например  $R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}$ , Н, где  $R_{Ax}$  и  $R_{Ay}$  — соответственно реакции в опоре подшипника А в горизонтальной и вертикальной плоскостях и т. п.

## 8.2. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов

1. Расчеты в вертикальной плоскости:

а) определить реакции в опорах окончательно принятых подшипников, составив два уравнения равновесия плоской системы сил (см. 11.3, п.1);

б) определить значения изгибающих моментов по участкам, составив уравнения изгибающих моментов (см. 11.3, п. 2);

в) построить в масштабе\* эпюру изгибающих моментов; указать максимальный момент.

2. Расчеты в горизонтальной плоскости выполнить так же, как в вертикальной.

3. Определить крутящий момент на валу и построить в масштабе его эпюру (см. табл. 2.5). Знак эпюры определяется направлением момента от окружной силы  $F_t$ , если смотреть со стороны выходного конца вала.

4. Определить суммарные реакции опор подшипников вала (см. 8.1, п. 5).

5. Определить суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях вала:  $M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ , Н·м, где  $M_y$  и  $M_x$  — соответственно изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

6. Составить схему нагружения подшипников (см. 9.3).

7. Составить таблицу результатов (см. рис. 8.1...8.4).

Характерные ошибки:

1. Неправильно выполнена расчетная схема вала в соответствии с силовой схемой нагружения валов.

2. Неправильно составлены уравнения равновесия и уравнения изгибающих моментов. Ошибка в знаках моментов и проекций.

3. Несоразмерность единиц моментов и длин участков вала при расчетах.

4. Неправильные вычисления.

5. Не соблюдены требования ЕСКД при выполнении расчетной схемы и эпюр в изометрии.

6. Неточно составлены схемы нагружения подшипников.

\* Масштаб эпюры моментов  $\mu$ , Н·м/мм, выбирается произвольно для каждой эпюры в зависимости от значения момента ( $M$ ,  $T$ ) и показывает количество Н·м в 1 мм эпюры.

# ЗАДАЧА 9

## ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ

Цель: 1. Определить эквивалентную динамическую нагрузку подшипников.

2. Проверить подшипники по динамической грузоподъемности.

3. Определить расчетную долговечность подшипников.

Проверочный расчет предварительно выбранных в задаче 7 подшипников выполняется отдельно для быстроходного и тихоходного валов. Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности  $C_{rp}$ , Н, с базовой  $C_r$ , Н, или базовой долговечности  $L_{10h}$ , ч ( $L_{10}$ , млн. оборотов), с требуемой  $L_h$ , ч, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Базовая динамическая грузоподъемность подшипника  $C_r$  представляет собой постоянную радиальную нагрузку, которую подшипник может воспринять при базовой долговечности, составляющей  $10^6$  оборотов внутреннего кольца. Значения  $C_r$  указаны в каталоге для каждого типоразмера подшипника (см. табл. К27...К30).

Требуемая долговечность подшипника  $L_h$  предусмотрена ГОСТ 16162—85 и составляет для червячных редукторов  $L_h \geq 5000$  ч; для зубчатых  $L_h \geq 10\,000$  ч. При определении  $L_h$  следует учесть срок службы (ресурс) проектируемого привода, рассчитанный в задаче 1, а также рекомендуемые значения требуемой долговечности подшипников различных машин (см. табл. 9.4).

Расчетная динамическая грузоподъемность  $C_{rp}$ , Н, и базовая долговечность  $L_{10h}$ , ч, определяются по формулам:

$$C_{rp} = R_E \sqrt[m]{573 \omega \frac{L_h}{10^6}}; \quad L_{10h} = \frac{10^6}{573 \omega} \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^m,$$

где  $R_E$ —эквивалентная динамическая нагрузка, Н (см. 9.1);  $\omega$ —угловая скорость соответствующего вала (см. табл. 2.5);  $m$ —показатель степени:  $m=3$  для шариковых подшипников;  $m=3,33$  для роликовых подшипников.

Таблица 9.1. Определение эквивалентной нагрузки

$$R_E = (XV R_r + Y R_a) K_0 K_1^* \text{ при } \frac{R_a}{V R_r} > \epsilon;$$

$$R_E = V R_r K_0 K_1 \text{ при } \frac{R_a}{V R_r} \leq \epsilon$$

| Определяемая величина                                 | Обозначение | Радиальные шарикоподшипники | Радиально-упорные шарикоподшипники                                                                                                                                 |                                               |                     | Конические роликоподшипники                                    |
|-------------------------------------------------------|-------------|-----------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|---------------------|----------------------------------------------------------------|
|                                                       |             |                             | Угол контакта $\alpha$ , град                                                                                                                                      |                                               |                     |                                                                |
|                                                       |             |                             | 12                                                                                                                                                                 | 26                                            | 36                  |                                                                |
| Коэффициент радиальной нагрузки                       | $X$         | 0.56                        | $\frac{0.45}{1}$                                                                                                                                                   | $\frac{0.41}{1}$                              | $\frac{0.37}{1}$    | $\frac{0.4}{1}$                                                |
| Коэффициент осевой нагрузки                           | $Y$         | табл. 9.2                   | $\frac{\text{табл. 9.3}}{\text{табл. 9.3}}$                                                                                                                        | $\frac{0.87}{0.92}$                           | $\frac{0.66}{0.66}$ | $\frac{\text{табл. К29, К30}}{0.45 \operatorname{ctg} \alpha}$ |
| Коэффициент влияния осевого нагружения                | $e$         | табл. 9.2                   | $\frac{\text{табл. 9.3}}{\text{табл. 9.3}}$                                                                                                                        | $\frac{0.68}{0.68}$                           | $\frac{0.95}{0.95}$ | $\frac{\text{табл. К29, К30}}{\text{табл. К29, К30}}$          |
| Осевая составляющая радиальной нагрузки подшипника, Н | $R_s$       | ---                         |                                                                                                                                                                    | $\frac{R_{s1} = e R_{r1}}{R_{s2} = e R_{r2}}$ |                     | $\frac{R_{s1} = 0.83 e R_{r1}}{R_{s2} = 0.83 e R_{r2}}$        |
| Осевая нагрузка подшипника, Н                         | $R_a$       | $R_a = F_a$                 | $R_a$ определяется отдельно для левого и правого подшипников вала по табл. 9.6 в зависимости от схемы их установки и соотношения сил $R_{s1}$ , $R_{s2}$ , $F_a$ . |                                               |                     |                                                                |

$R_a$  определяется отдельно для левого и правого подшипников вала по табл. 9.6 в зависимости от схемы их установки и соотношения сил  $R_{s1}$ ,  $R_{s2}$ ,  $F_a$ .

| Определяемая величина             | Обозначение | Радиальные шарикоподшипники                                                                                                              | Радиально-упорные шарикоподшипники |    |    | Конические роликоподшипники |
|-----------------------------------|-------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|----|----|-----------------------------|
|                                   |             |                                                                                                                                          | Угол контакта $\alpha$ , град      |    |    |                             |
|                                   |             |                                                                                                                                          | 12                                 | 26 | 36 |                             |
| Радиальная нагрузка подшипника, Н | $R_r$       | $R_r = R$ — суммарная реакция подшипника (см. рис. 8.1...8.4)                                                                            |                                    |    |    |                             |
| Осевая сила в зацеплении, Н       | $F_a$       | Выбирается по табл. 6.1 для определения коэффициентов $e$ и $Y$ радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников и осевой нагрузки $R_a$ |                                    |    |    |                             |
| Статическая грузоподъемность, Н   | $C_{0r}$    | Выбирается из табл. К27...К30 для определения коэффициентов $e$ и $Y$ радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников                   |                                    |    |    |                             |
| Коэффициент безопасности          | $K_e$       | Определяется по табл. 9.4 в зависимости от характера нагрузки и вида машинного агрегата                                                  |                                    |    |    |                             |
| Температурный коэффициент         | $K_t$       | $K_t = 1$ — выбирается по табл. 9.5 для рабочей температуры подшипника до 100 °С                                                         |                                    |    |    |                             |
| Коэффициент вращения              | $V$         | $V = 1$ — при вращающемся внутреннем кольце подшипника                                                                                   |                                    |    |    |                             |

Примечания: 1. Выбор формулы для расчета эквивалентной нагрузки зависит от сравнения отношения  $R_a/VR_r$  с коэффициентом  $e$ . 2. Значения коэффициентов  $X$ ,  $Y$ ,  $e$  в числителе — для однорядных подшипников, в знаменателе — для двухрядных (двоенных однорядных). 3. Угол конуса  $\alpha$  для роликовых конических подшипников определяется по табл. К29, К30 в зависимости от типа размера.

\* По стандарту нагрузки  $R_E$ ,  $R_r$ ,  $R_a$  обозначены соответственно  $P_r$ ,  $F_r$ ,  $F_a$ .

## 9.1. Определение эквивалентной динамической нагрузки

Эквивалентная динамическая нагрузка  $R_E$  учитывает характер и направление действующих на подшипник нагрузок, условия работы и зависит от типа подшипника. В общем случае формулы для определения эквивалентной динамической нагрузки  $R_E$  и величины, входящие в эти формулы, для однорядных радиальных шарикоподшипников и одно- и двухрядных радиально-упорных шарико- и роликоподшипников даны в табл. 9.1.

Порядок определения эквивалентной нагрузки  $R_E$  и расчета динамической грузоподъемности  $C_{rp}$  и долговечности  $L_{10h}$  в зависимости от типа подшипника рассмотрен в пп. 1...3.

1. Порядок определения  $R_E$ ,  $C_{rp}$ ,  $L_{10h}$  для радиальных шариковых однорядных подшипников, воспринимающих осевую нагрузку, см. рис. 9.1, а. В этом случае оба подшипника вала испытывают от осевой силы в зацеплении редукторной пары  $F_a$  одинаковое и равное этой силе осевое нагружение  $R_a$ . Поэтому расчет эквивалентной нагрузки  $R_E$  выполняется только для подшипника с большей радиальной нагрузкой  $R_r$  (суммарной реакцией  $R$ , см. рис. 8.1).

а) Определить отношение  $\frac{R_a}{VR_r}$ .

б) Определить коэффициенты  $e$  и  $y$  по отношению  $\frac{R_a}{C_{0r}}$ .

в) По результату сопоставления  $\frac{R_a}{VR_r} \leq e$  выбрать соответствующую формулу и определить эквивалентную динамическую нагрузку  $R_E$ .

г) Рассчитать динамическую грузоподъемность  $C_{rp}$  и долговечность  $L_{10h}$  подшипника.

Таблица 9.2. Значения коэффициентов  $e$  и  $Y$  для радиальных однорядных шарикоподшипников

|                      |       |       |       |       |      |      |      |      |      |
|----------------------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|------|
| $\frac{R_a}{C_{0r}}$ | 0,014 | 0,028 | 0,056 | 0,084 | 0,11 | 0,17 | 0,28 | 0,42 | 0,56 |
| $e$                  | 0,19  | 0,22  | 0,26  | 0,28  | 0,30 | 0,34 | 0,38 | 0,42 | 0,44 |
| $Y$                  | 2,30  | 1,99  | 1,71  | 1,55  | 1,45 | 1,31 | 1,15 | 1,04 | 1,00 |

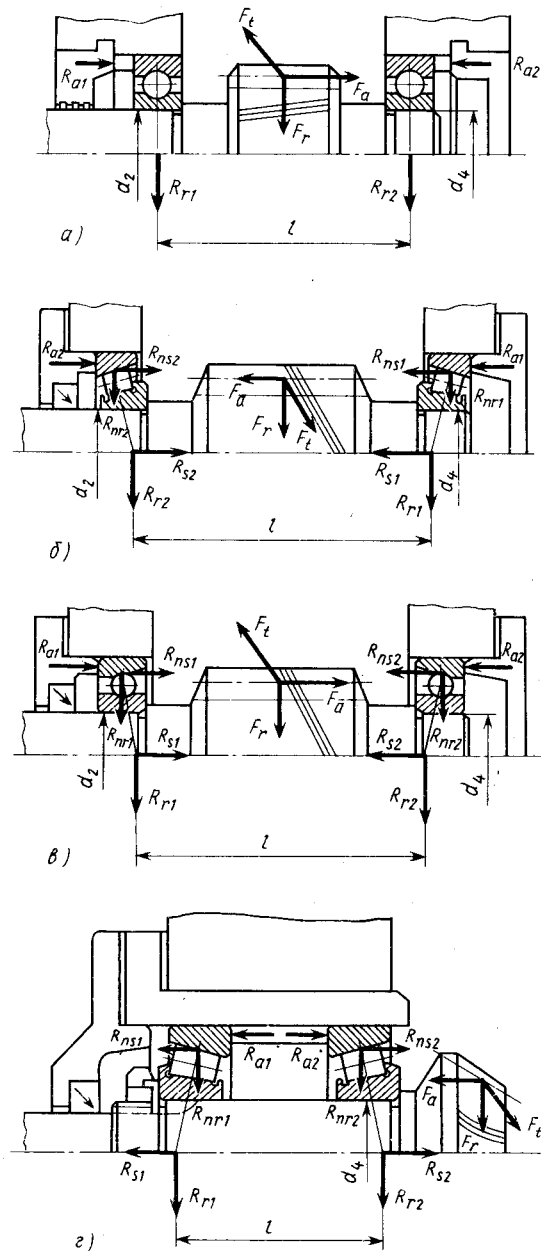


Рис. 9.1. Схемы нагружения подшипников:

а — радиальные шарикоподшипники, установленные враспор; б, в — роликовые конические и радиально-упорные шариковые подшипники, установленные враспор; г — роликовые конические подшипники, установленные враспашку

Таблица 9.3. Значения коэффициентов  $e$  и  $Y$  для радиально-упорных шарикоподшипников,  $\alpha = 12^\circ$

| $\frac{iR_a}{C_{or}}$ | 0,014               | 0,029               | 0,057               | 0,086               | 0,11                | 0,17                | 0,29                | 0,43                | 0,57                |
|-----------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| $e$                   | 0,30                | 0,34                | 0,37                | 0,41                | 0,45                | 0,48                | 0,52                | 0,54                | 0,54                |
| $Y$                   | $\frac{1,81}{2,08}$ | $\frac{1,62}{1,84}$ | $\frac{1,46}{1,60}$ | $\frac{1,34}{1,52}$ | $\frac{1,22}{1,39}$ | $\frac{1,13}{1,30}$ | $\frac{1,04}{1,20}$ | $\frac{1,01}{1,16}$ | $\frac{1,00}{1,16}$ |

Примечания: 1.  $i$  — число рядов тел качения,  $i=1$  — для однорядных подшипников;  $i=2$  — для двухрядных (сдвоенных) подшипников. 2. Коэффициент  $Y$  в числителе — для однорядных подшипников, в знаменателе — для двухрядных.

Таблица 9.4. Значения коэффициента безопасности  $K_6$  и требуемой долговечности подшипников  $L_h$

| Машина, оборудование и характер нагрузки                                                                                                                                                                                               | $L_h$             | $K_6$     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|-----------|
| Спокойная нагрузка (без толчков): ленточные транспортеры, работающие под крышей при непылящем грузе, блоки грузоподъемных машин                                                                                                        | $(3...8) 10^3$    | 1...1,1   |
| Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% от расчетной нагрузки:<br>металлорежущие станки, элеваторы, внутрицеховые конвейеры, редукторы со шлифованными зубьями, краны электрические, работающие в легком режиме, вентиляторы | $(8...12) 10^3$   | 1,1...1,2 |
| машины для односменной работы, эксплуатируемые не всегда с полной нагрузкой, стационарные электродвигатели, редукторы                                                                                                                  | $(10...25) 10^3$  | 1,2...1,3 |
| Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150% от расчетной нагрузки:<br>редукторы с фрезерованными зубьями 7-й степени точности, краны электрические, работающие в среднем режиме                                    | $(20...30) 10^3$  | 1,3...1,4 |
| шлифовальные, строгальные и долбежные станки, центрифуги и сепараторы, зубчатые приводы 8-й степени точности, винтовые конвейеры, краны электрические                                                                                  | $(40...50) 10^3$  | 1,5...1,7 |
| Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200% от расчетной нагрузки: ковочные машины, галтовочные барабаны, зубчатые приводы 9-й степени точности                                                                 | $(60...100) 10^3$ | 1,7...2   |

**2. Порядок определения  $R_E$ ,  $C_{rp}$ ,  $L_{10h}$  для радиально-упорных шариковых и роликовых однорядных подшипников** (см. рис. 9.1, б, в, з).

Здесь каждый подшипник вала испытывает свою осевую нагрузку  $R_{a1}$ ,  $R_{a2}$ , зависящую от схемы установки подшипников и соотношения осевой силы в зацеплении редукторной пары  $F_a$  (см. табл. 6.1) и осевых составляющих радиальных нагрузок в подшипниках  $R_{s1}$ ,  $R_{s2}$  (см. табл. 9.6). Поэтому эквивалентная динамическая нагрузка рассчитывается для каждого подшипника ( $R_{E1}$ ,  $R_{E2}$ ) с целью определения наиболее нагруженной опоры.

- Определить коэффициент влияния осевого нагружения  $e$ .
- Определить осевые составляющие радиальной нагрузки  $R_{s1}$ ,  $R_{s2}$ .
- Определить осевые нагрузки подшипников  $R_{a1}$ ,  $R_{a2}$ .
- Вычислить отношения  $R_{a1}/VR_{r1}$  и  $R_{a2}/VR_{r2}$ .
- По результатам сопоставлений  $R_{a1}/VR_{r1} \leq e$ ,  $R_{a2}/VR_{r2} \leq e$  выбрать соответствующую формулу и определить эквивалентные динамические нагрузки  $R_{E1}$  и  $R_{E2}$ .
- Сравнив значения  $R_{E1}$  и  $R_{E2}$ , определить более нагруженный подшипник.
- Рассчитать динамическую грузоподъемность  $C_{rp}$  и долговечность  $L_{10h}$  по большему значению эквивалентной нагрузки  $R_E$ .

з) Определить пригодность подшипников по условию  $C_{rp} \leq C_r$ .

**3. Порядок определения  $R_E$ ,  $C_{rp}$ ,  $L_{10h}$  для радиально-упорных шариковых и роликовых двухрядных (сдвоенных однорядных) подшипников фиксирующих опор, установленных по схеме 2** (см. рис. 10.18; А6, А10).

При расчете таких подшипников надо учитывать, что даже небольшие осевые силы  $R_a$  влияют на значение эквивалентной нагрузки  $R_E$ .

При определении динамической грузоподъемности  $C_{rp}$  и долговечности  $L_{10h}$  фиксирующей опоры, состоящей из сдвоенных радиально-упорных подшипников, установленных по схемам враспор и врастяжку, пару одинаковых подшипников рассматривают как один двухрядный радиально-упорный подшипник ( $i=2$  — количество рядов тел качения).

а) Вычислить отношение  $\frac{R_a}{VR_r}$ , где  $R_a = F_a$  — осевая сила в зацеплении.

б) Определить коэффициент влияния осевого нагружения  $e$ .

в) Проанализировать соотношение  $\frac{R_a}{VR_r} \geq e$  и выбрать соответствующую формулу для определения эквивалентной нагрузки  $R_E$ .

Если  $\frac{R_a}{VR_r} \leq e$ , то у сдвоенного подшипника работают оба ряда тел качения и  $R_E$  рассчитывают по характеристикам ( $X$ ,  $Y$ ) двухрядного радиально-упорного подшипника. При этом считают, что радиальная нагрузка (реакция)  $R_r$  приложена посередине сдвоенного подшипника (см. 7.5, п. 7, рис. 10.18).

Базовая динамическая грузоподъемность  $C_r$  сдвоенного подшипника равна базовой динамической грузоподъемности однорядного подшипника, умноженной на 1,6 для шариковых и на 1,7 для роликовых подшипников.

Таблица 9.5. Значение температурного коэффициента  $K_t$

| Рабочая температура подшипника, °С, до | 100 | 125  | 150 | 175  | 200  | 225  | 250 |
|----------------------------------------|-----|------|-----|------|------|------|-----|
| $K_t$                                  | 1,0 | 1,05 | 1,1 | 1,15 | 1,25 | 1,35 | 1,4 |

Если  $\frac{R_a}{VR_r} > e$ , то у подшипника работает только один ряд

тел качения и  $R_E$  рассчитывают по характеристикам ( $X$ ,  $Y$ ) однорядного радиально-упорного подшипника. В этом случае точка приложения реакции смещается на величину  $a$ :

$a = 0,5 \left( \frac{3B}{2} + \frac{d+D}{2} \tan \alpha \right)$  — для двухрядных радиально-упорных

шарикоподшипников (см. рис. А8);  $a = 0,5 \left( \frac{3T}{2} + \frac{d+D}{3} e \right)$  — для

двухрядных конических роликоподшипников (см. рис. А6). Поэтому, прежде чем определить  $R_E$ , необходимо пересчитать реакции вала  $R_1$  и  $R_2$  по фактическому расстоянию  $l$  между точками приложения реакций в фиксирующей и плавающей опорах (см. рис. 10.18):

$l = L - a - 0,5B$  — при установке подшипников фиксирующей опоры враспор;

$l = L + a - 0,5B$  — при установке врастяжку.

г) Определить эквивалентную динамическую нагрузку  $R_E$ .

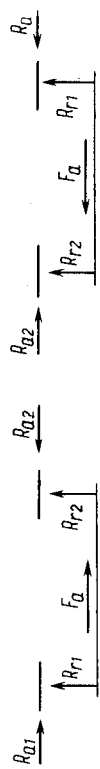
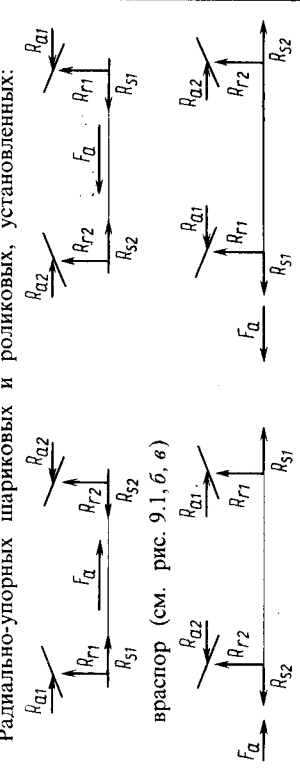
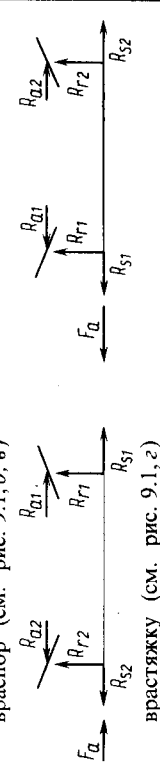
д) Рассчитать динамическую грузоподъемность  $C_{rp}$  и долговечность  $L_{10h}$  двухрядного радиально-упорного подшипника.

е) Определить пригодность сдвоенных радиально-упорных подшипников фиксирующей опоры по условию  $C_{rp} \leq C_r$ .

## 9.2. Определение пригодности подшипников

Если в результате расчетов выдержано условие  $C_{rp} \leq C_r$  и, как следствие,  $L_{10h} \geq L_h$ , то предварительно выбранные подшипники в задаче 7 пригодны для конструирования подшипниковых

Таблица 9.6. Формулы для определения осевой нагрузки  $R_a$

| Схема нагружения подшипников                                                                                                                                                    | Соотношение сил                                  | Осевая нагрузка                                   |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|---------------------------------------------------|
|  <p>Радиальных шариковых, установленных враспор (см. рис. 9.1, а)</p>                         | $R_{s1} = 0; R_{s2} = 0;$<br>$F_a \geq 0$        | $R_{a1} = F_a;$<br>$R_{a2} = F_a$                 |
|  <p>Радиально-упорных шариковых и роликовых, установленных вращением (см. рис. 9.1, б, в)</p> | $R_{s1} \geq R_{s2};$<br>$F_a \geq 0$            | $R_{a1} = R_{s1};$<br><br>$R_{a2} = R_{s1} + F_a$ |
|  <p>вращению (см. рис. 9.1, г, е)</p>                                                         | $R_{s1} < R_{s2};$<br>$F_a \geq R_{s1} - R_{s2}$ | $R_{a1} = R_{s2} - F_a;$<br>$R_{a2} = R_{s2}$     |

Примечания: 1. Цифрой 2 обозначен подшипник, воспринимающий осевую силу  $F_a$  в зацеплении. 2. Наклон контактных линий в радиально-упорных подшипниках (см. рис. 9.1, б—г) приводит к тому, что суммарные реакции в опорах подшипников (см. рис. 8.1...8.4)  $R_1$  и  $R_2$ , приложенные к телам качения  $n$ , вызывают появление в них радиальных нагрузок  $R_{ra1}$ ,  $R_{ra2}$  и их осевых составляющих  $R_{sa1}$ ,  $R_{sa2}$ , которые стремятся раздвинуть кольца подшипников в осевом направлении. Этому препятствуют буртики вала и корпуса с соответствующими реакциями (осевыми нагрузками)  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$ , величина которых зависит от соотношения осевой силы в зацеплении  $F_a$  и суммарных осевых составляющих  $R_{s1}$  и  $R_{s2}$ . На рассматриваемых рисунках и схемах суммарные радиальные нагрузки  $R_{r1}$ ,  $R_{r2}$  и их осевые составляющие  $R_{s1}$ ,  $R_{s2}$  приведены к оси вала.

узлов (см. 10.4). Невыполнение этих условий практически встречается в двух случаях:

1. Расчетная динамическая грузоподъемность больше базовой ( $C_{rp} > C_r$ ). В этом случае рекомендуется увеличить базовую динамическую грузоподъемность:

а) переходом из легкой в среднюю или тяжелую 'серию' данного типа подшипника, не изменяя диаметра 2-й и 4-й ступеней ( $d_2$ ,  $d_4$ ) под подшипники;

б) переходом из данного типа подшипника в другой, более грузоподъемный (например, вместо шариковых принять роликовые подшипники);

в) увеличением диаметра 2-й и 4-й ступеней ( $d_2$ ,  $d_4$ ) под подшипники. При этом надо учесть, что эта мера приведет к изменению размеров других ступеней вала (см. 10.2, п. 3).

2. Расчетная динамическая грузоподъемность много меньше базовой ( $C_{rp} \ll C_r$ ). В этом случае базовую динамическую грузоподъемность уменьшают:

а) переходом из средней серии в легкую или особо легкую серию данного типа подшипника;

б) переходом из данного типа подшипника в другой, менее грузоподъемный (например, вместо радиально-упорных шариковых принять радиальные шариковые).

Диаметры  $d_2$  и  $d_4$  ступеней под подшипники уменьшать ни в коем случае не следует, так как они определены из расчета на прочность.

Такие случаи в большинстве имеют место для тихоходных валов редукторов. При этом расчетная динамическая грузоподъемность будет много меньше базовой ( $C_{rp} \ll C_r$ ).

Предлагаемые рекомендации не исчерпывают возможных вариантов получения удовлетворяющих значений  $C_r$  и зависят от конкретных условий нагружения подшипников (см. примеры).

### 9.3. Схема нагружения подшипников

1. После окончательного подбора типоразмера подшипников быстроходного и тихоходного валов и выполнения проверочного расчета валов на прочность (см. 11.3, пп. 1, 2) составляют схему нагружения подшипников (см. табл. 9.6), которую помещают в расчетную схему вала (см. задачу 8). На схеме подшипников указывают направление и величину осевых  $R_a$  и  $R_s$  и радиальных  $R_r$  нагрузок каждого подшипника, осевую силу в зацеплении  $F_a$ , угол контакта  $\alpha$  (для радиально-упорных подшипников) и типоразмер подшипника. Примеры схем нагружения при различных установках и типоразмерах подшипников даны на рис. 8.1...8.4.

2. Табличный ответ к задаче 9.

В таблицу включают данные о предварительно принятых

и окончательно выбранных в результате проверочного расчета подшипников быстроходного и тихоходного валов. При этом размеры подшипников и их характеристики указываются только для пригодных подшипников. Образец составления таблицы дан к примеру 3 (см. табл. 9.7).

#### Характерные ошибки:

1. Неправильные вычисления.
2. Неправильное пользование табл. 9.1.
3. Неправильно определены условия нагружения подшипника при определении осевой нагрузки  $R_a$  по табл. 9.6.
4. Неправильно выбрана схема нагружения подшипников.
5. Неправильная оценка пригодности подшипника.

### 9.4. Примеры проверочных расчетов

**Пример 1.** Проверить пригодность подшипников 210 тихоходного вала цилиндрического одноступенчатого косозубого редуктора, работающего с умеренными толчками. Угловая скорость вала  $\omega = 19,2$  1/с. Осевая сила в зацеплении  $F_a = 1200$  Н. Реакции в подшипниках  $R_1 = 2120$  Н,  $R_2 = 3284$  Н. Характеристика подшипников:  $C_r = 35\ 100$  Н,  $C_{or} = 19\ 800$  Н,  $X = 0,56$ ,  $V = 1$ ,  $K_6 = 1,3$ ,  $K_T = 1$ . Требуемая долговечность подшипника  $L_h = 20\ 000$  ч. Подшипники установлены по схеме враспор (см. рис. 9.1, а).

- а) Определяем отношение  $\frac{R_a}{VR_{r2}} = \frac{1200}{1 \cdot 3284} = 0,366$ , где  $R_a = F_a$ .
- б) Определяем отношение  $\frac{R_a}{C_{or}} = \frac{1200}{19\ 800} = 0,06$  и по табл. 9.2 интерполированием находим  $e = 0,263$ ,  $Y = 1,68$ .
- в) По соотношению  $\frac{R_a}{VR_{r2}} > e$  выбираем формулу и определяем эквивалентную динамическую нагрузку наиболее нагруженного подшипника:  $R_E = (XVR_{r2} + YR_a)K_6K_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 3284 + 1,8 \cdot 1200)1,3 \cdot 1 = 5010$  Н.
- г) Определяем динамическую грузоподъемность:

$$C_{rp} = R_E \sqrt[3]{573 \omega \frac{L_h}{10^6}} = 5010 \sqrt[3]{573 \cdot 19,2 \frac{20000}{10^6}} = 30\ 250 \text{ Н} < C_r.$$

Подшипник пригоден.

- д) Определяем долговечность подшипника

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \omega} \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^3 = \frac{10^6}{573 \cdot 19,2} \left( \frac{35\ 100}{5010} \right)^3 = 31\ 257 \text{ ч} > L_h.$$

**Пример 2.** Проверить пригодность подшипника 307 быстроходного вала цилиндрического одноступенчатого косозубого редуктора, работающего с умеренными толчками. Угловая скорость вала  $\omega = 76,45$  1/с. Осевая сила в зацеплении  $F_a = 1030$  Н. Реакции в подшипниках  $R_1 = 2240$  Н,  $R_2 = 2100$  Н. Характеристика подшипников:  $C_r = 33\ 200$  Н,  $C_{or} = 18\ 000$  Н,  $X = 0,56$ ,  $V = 1$ ,  $K_6 = 1,3$ ,  $K_T = 1$ . Требуемая долговечность подшипников  $L_h = 17\ 000$  ч. Подшипники установлены по схеме враспор (см. рис. 9.1, а).

- а) Определяем отношение  $\frac{R_a}{VR_{r1}} = \frac{1030}{1 \cdot 2240} = 0,460$ , где  $R_a = F_a$ .
- б) Определяем отношение  $\frac{R_a}{C_{or}} = \frac{1030}{18\ 000} = 0,057$  и по табл. 9.2 интерполированием находим  $e = 0,261$ ,  $Y = 1,7$ .

в) По отношению  $\frac{R_a}{VR_{r1}} > e$  выбираем формулу и определяем эквивалентную динамическую нагрузку наиболее нагруженного подшипника:

$$R_E = (XVR_{r1} + YR_a)K_6K_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 2240 + 1,7 \cdot 1030)1,3 \cdot 1 = 3900 \text{ Н}.$$

- г) Определяем динамическую грузоподъемность

$$C_{rp} = R_E \sqrt[3]{573 \omega \frac{L_h}{10^6}} = 3900 \sqrt[3]{573 \cdot 76,45 \frac{17\ 000}{10^6}} = 35\ 350 \text{ Н} > C_r.$$

Таким образом, базовая грузоподъемность ( $C_r = 33\ 200$  Н) недостаточна. Рассмотрим возможные варианты обеспечения грузоподъемности.

**Вариант 1.** Применим подшипники того же типа тяжелой серии 407, у которых  $C_r = 55\ 300$  Н,  $C_{or} = 31\ 000$  Н, тогда отношение  $\frac{R_a}{C_{or}} = \frac{1030}{31\ 000} = 0,033$ ,  $e = 0,227$ ,  $Y = 1,94$ ; эквивалентная нагрузка  $R_E = (0,56 \cdot 1 \cdot 2240 + 1,94 \cdot 1030)1,3 \cdot 1 = 4220$  Н;

динамическая грузоподъемность  $C_{rp} = 4220 \sqrt[3]{573 \cdot 76,45 \frac{17\ 000}{10^6}} = 38\ 250 \text{ Н} < C_r$ ;

$$\text{долговечность подшипника } L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot 76,45} \left( \frac{55\ 300}{4220} \right)^3 = 51\ 270 \text{ ч} > L_h.$$

Следовательно, с точки зрения обеспечения расчетной грузоподъемности и долговечности такое решение вполне удовлетворительно, но оно приводит к большому увеличению габаритов подшипникового узла из-за увеличения наружного диаметра подшипника  $D$  и ширины  $B$  и поэтому нежелательно.

**Вариант 2.** Увеличим диаметр посадочных мест подшипников  $d_2 = d_4 = 40$  мм и применим подшипники 308, у которых  $C_r = 41\ 000$  Н,  $C_{or} = 22\ 400$  Н. Тогда отношение  $\frac{R_a}{C_{or}} = \frac{1030}{22\ 400} = 0,0459$ ,  $e = 0,246$ ,  $Y = 1,81$ ; эквивалентная нагрузка  $R_E = (0,56 \cdot 2240 + 1,81 \cdot 1030)1,3 \cdot 1 = 4050$  Н; динамическая

грузоподъемность  $C_{rp} = 4050 \sqrt[3]{573 \cdot 76,45 \frac{17\ 000}{10^6}} = 36\ 700 \text{ Н} < C_r$ ; долговечность подшипника  $L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot 76,45} \left( \frac{41\ 000}{4050} \right)^3 = 23\ 683 \text{ ч} > L_h$ .

Этот вариант приемлем и он предпочтительнее предыдущего, так как габариты подшипникового узла уменьшаются, но изменение диаметра 2-й и 4-й ступеней вала под подшипник  $d_2 = d_4 = 40$  мм приводит к изменению размеров остальных ступеней.

**Вариант 3.** Применим шариковые радиально-упорные однорядные подшипники при сохранении предварительно намеченного диаметра посадочных мест  $d_2 = d_4 = 35$  мм. Выбираем подшипники легкой серии 36 207, для которых  $\alpha = 12^\circ$ ,  $C_r = 24\ 000$ ,  $C_{or} = 18\ 100$  Н. При установке радиально-упорных подшипников точки приложения радиальных реакций смещаются (см. рис. 7.6). В данном варианте это смещение составляет:

$$a = 0,5 \left[ B + \frac{(d+D)}{2} \operatorname{tg} \alpha \right] = 0,5 \left[ 17 + \frac{35+72}{2} \operatorname{tg} 12^\circ \right] = 13,9 \text{ мм}.$$

Поэтому, прежде чем вычислять грузоподъемность  $C_{rp}$ , необходимо пересчитать радиальные реакции подшипников  $R_1$  и  $R_2$  по фактическому расстоянию  $l_b = L - 2a$  между точками приложения реакций (см. 7.5, п. 7). Дальнейший расчет ведется так:

- а) определяем коэффициент влияния осевого нагружения (табл. 9.3).

Так как  $\frac{iR_a}{C_{0r}} = \frac{1 \cdot 1030}{18 \cdot 100} = 0,0569$  (здесь  $R_a = F_a$ ), то интерполированием находим  $e = 0,37$ ,  $Y = 1,46$ ;

б) определяем осевые составляющие радиальных нагрузок:

$$R_{s1} = eR_{r1} = 0,37 \cdot 2240 = 829 \text{ Н},$$

$$R_{s2} = eR_{r2} = 0,37 \cdot 2100 = 777 \text{ Н};$$

в) определяем осевые нагрузки подшипников (табл. 9.6). Так как  $R_{s1} > R_{s2}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 829 \text{ Н}$ ,

$$R_{a2} = R_{s1} + F_a = 829 + 1030 = 1859 \text{ Н};$$

г) определяем отношения:

$$\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{829}{1 \cdot 2240} = 0,370, \quad \frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{1859}{1 \cdot 2100} = 0,885;$$

д) уточняем коэффициент влияния осевого нагружения. Так как  $R_{a2} > R_{a1}$ , то  $\frac{iR_{a2}}{C_{0r}} = \frac{1 \cdot 1859}{18 \cdot 100} = 0,102$ .

Интерполированием находим  $e = 0,434$ ;  $Y = 1,27$ ;

е) из соотношений  $\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} < e$  и  $\frac{R_{a2}}{VR_{r2}} > e$  выбираем соответствующие формулы для определения  $R_E$ :

$$R_{E1} = VR_{r1} K_6 K_r = 1 \cdot 829 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1078 \text{ Н},$$

$$R_{E2} = (xVR_{r2} + YR_{a2}) K_6 K_r = (0,45 \cdot 1 \cdot 2100 + 1,27 \cdot 1859) 1,3 \cdot 1 = 4297 \text{ Н}.$$

ж) определяем динамическую грузоподъемность по максимальной эквивалентной нагрузке  $R_{E2}$ :

$$C_{rp} = R_{E2} \sqrt[3]{573 \omega \frac{L_h}{10^6}} = 4297 \sqrt[3]{573 \cdot 76,45 \frac{17 \cdot 000}{10^6}} = 38 \cdot 950 \text{ Н}.$$

Таким образом, расчетная грузоподъемность  $C_{rp}$  более чем в 1,5 раза превышает базовую  $C_r$  — подшипник 36 207 непригоден. К тому же надо учесть, что радиально-упорные шарикоподшипники дороже радиальных шариковых и роликовых конических.

**Вариант 4.** Примем по рекомендации табл. 7.2 для цилиндрических косозубых редукторов при  $\frac{F_a}{R_{r2}} = \frac{1030}{2100} = 0,49 > 0,25$  (или  $\frac{F_a}{R_{r1}} = \frac{1030}{2240} = 0,45 > 0,25$ ) роликовый конический подшипник 7207, соответствующий первоначальным диаметрам посадочных мест  $d_2 = d_4 = 35 \text{ мм}$ . Характеристика подшипника:  $C_r = 35 \cdot 200 \text{ Н}$ ,  $e = 0,37$ ,  $Y = 1,62$ ,  $X = 0,4$ .

а) Определяем осевые составляющие радиальных нагрузок:

$$R_{s1} = 0,83eR_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2240 = 688 \text{ Н},$$

$$R_{s2} = 0,83eR_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2100 = 645 \text{ Н}.$$

б) По табл. 9.6 определяем осевые нагрузки подшипников. Так как  $R_{s1} > R_{s2}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 688 \text{ Н}$ ;

$$R_{a2} = R_{s1} + F_a = 688 + 1030 = 1718 \text{ Н}.$$

в) Определяем отношения:

$$\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{688}{1 \cdot 2240} = 0,307, \quad \frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{1718}{1 \cdot 2100} = 0,818.$$

г) По соотношениям  $\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} < e$  и  $\frac{R_{a2}}{VR_{r2}} > e$  выбираем соответствующие формулы для определения  $R_E$ :

$$R_{E1} = VR_{r1} K_6 K_r = 1 \cdot 2240 \cdot 1,3 \cdot 1 = 2912 \text{ Н};$$

$$R_{E2} = (xVR_{r2} + YR_{a2}) K_6 K_r = (0,4 \cdot 1 \cdot 2100 + 1,62 \cdot 1718) 1,3 \cdot 1 = 4710 \text{ Н}.$$

д) Определяем динамическую грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке  $R_{E2}$ :

$$C_{rp} = R_{E2} \sqrt[3]{573 \omega \frac{L_h}{10^6}} = 4710 \sqrt[3]{573 \cdot 76,45 \frac{17 \cdot 000}{10^6}} = 34 \cdot 315 \text{ Н} < C_r.$$

Такое соотношение расчетной  $C_{rp}$  и базовой  $C_r$  динамических грузоподъемностей ( $34 \cdot 315 < 35 \cdot 200 \text{ Н}$ ) вполне приемлемо. К тому же размеры подшипника 7207 меньше предварительно принятого — 307.

$$(d \times D \times T(B) - 35 \times 72 \times 18,5 \text{ против } 35 \times 80 \times 21 \text{ мм}).$$

Таким образом, из рассмотренных вариантов проверочного расчета предварительно принятого подшипника 307 *пригодным принят подшипник 7207*.

е) Определяем долговечность подшипника:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \omega} \left( \frac{C_r}{R_{E2}} \right)^{3,33} = \frac{10^6}{573 \cdot 76,45} \left( \frac{35 \cdot 200}{4710} \right)^{3,33} = 18 \cdot 505 \text{ ч} > L_h.$$

**Пример 3.** Проверить пригодность подшипника 7308 быстроходного вала червячного редуктора, работающего с легкими толчками. Угловая скорость вала  $\omega = 150,79 \text{ 1/с}$ . Осевая сила в зацеплении  $F_a = 5200 \text{ Н}$ . Реакции в подшипниках  $R_1 = 995 \text{ Н}$ ,  $R_2 = 1550 \text{ Н}$ . Характеристика подшипников:  $C_r = 61 \cdot 000 \text{ Н}$ ,  $X = 0,4$ ,  $e = 0,28$ ,  $Y = 2,16$ ,  $V = 1$ ,  $K_6 = 1,2$ ,  $K_r = 1$ . Требуемая долговечность подшипников  $L_h = 5000 \text{ ч}$ . Подшипники установлены по схеме враспор (см. рис. 9.1, б).

а) Определяем осевые составляющие радиальных реакций:

$$R_{s1} = 0,83eR_{r1} = 0,83 \cdot 0,28 \cdot 995 = 231 \text{ Н};$$

$$R_{s2} = 0,83eR_{r2} = 0,83 \cdot 0,28 \cdot 1550 = 360 \text{ Н}.$$

б) Определяем осевые нагрузки подшипников (табл. 9.6). Так как  $R_{s1} < R_{s2}$  и  $F_a > R_{s2} - R_{s1}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 231 \text{ Н}$ ,  $R_{a2} = R_{s1} + F_a = 231 + 5200 = 5431 \text{ Н}$ .

в) Определяем отношения:

$$\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{231}{1 \cdot 995} = 0,232; \quad \frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{5431}{1 \cdot 1550} = 3,5.$$

г) По соотношениям  $\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} < e$  и  $\frac{R_{a2}}{VR_{r2}} > e$  выбираем соответствующие формулы для определения  $R_E$ :

$$R_{E1} = VR_{r1} K_6 K_r = 1 \cdot 995 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1194 \text{ Н},$$

$$R_{E2} = (xVR_{r2} + YR_{a2}) K_6 K_r = (0,4 \cdot 1 \cdot 1550 + 2,16 \cdot 5431) 1,2 \cdot 1 = 14 \cdot 821 \text{ Н}.$$

д) Определяем динамическую грузоподъемность по большему значению эквивалентной нагрузки:

$$C_{rp} = R_{E2} \sqrt[3]{573 \omega \frac{L_h}{10^6}} = 14 \cdot 821 \sqrt[3]{573 \cdot 150,79 \frac{5000}{10^6}} = 91 \cdot 550 \text{ Н} > C_r.$$

Такая расчетная грузоподъемность намного превышает базовую — подшипник непригоден.

Рассмотрим возможные варианты обеспечения базовой динамической грузоподъемности. При этом расчеты выполним приближенно, не учитывая небольшие изменения  $l$  между точками приложения реакций.

**Вариант 1.** Увеличим диаметры 2-й и 4-й ступеней вала до 50 мм и выберем роликоподшипники средней серии 7310, у которых  $C_r = 96\,600$  Н,  $e = 0,31$ ,  $Y = 1,94$ ,  $X = 0,4$ . По аналогии последовательности предыдущего расчета имеем:

- а)  $R_{s1} = 0,83 \cdot 0,31 \cdot 995 = 256$  Н,  
 $R_{s2} = 0,83 \cdot 0,31 \cdot 1550 = 398$  Н;  
 б) так как  $R_{s1} < R_{s2}$  и  $F_a > R_{s2} - R_{s1}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 256$  Н;  
 $R_{a2} = R_{s1} + F_a = 256 + 5200 = 5456$  Н;  
 в)  $\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{256}{1 \cdot 995} = 0,257 < e$ ;  $\frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{5456}{1 \cdot 1550} = 3,52 > e$ ;  
 г) следовательно,  $R_{E1} = VR_{r1} K_6 K_T = 1 \cdot 995 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1194$  Н,  $R_{E2} = (XVR_{r2} + YR_{a2}) K_6 K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 1550 + 1,94 \cdot 5456) 1,2 \cdot 1 = 13\,450$  Н;

$$д) C_{rp} = R_{E2} \sqrt[3]{\frac{573 \omega L_h}{10^6}} = 13\,450 \sqrt[3]{\frac{573 \cdot 150,79 \cdot \frac{5000}{10^6}}{10^6}} = 83\,203 \text{ Н} < C_r.$$

Такая базовая грузоподъемность ( $C_r = 96\,600$  Н) приемлема, но надо учесть, что диаметр посадочного места подшипника увеличен на 10 мм, что приведет к значительному увеличению размеров других ступеней и всего вала в целом, а это нежелательно.

**Вариант 2.** Уменьшим диаметр вала под подшипник по сравнению с предыдущим вариантом до 45 мм и выберем конический роликоподшипник средней широкой серии 7609, для которого  $C_r = 114\,000$  Н,  $e = 0,291$ ,  $Y = 2,058$ ,  $X = 0,4$ .

В том же порядке расчета получим:

- а)  $R_{s1} = 0,83 \cdot 0,291 \cdot 995 = 240$  Н,  
 $R_{s2} = 0,83 \cdot 0,291 \cdot 1550 = 374$  Н;  
 б) так как  $R_{s1} > R_{s2}$  и  $F_a > R_{s2} - R_{s1}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 240$  Н,  
 $R_{a2} = R_{s1} + F_a = 240 + 5200 = 5440$  Н;  
 в)  $\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{240}{1 \cdot 995} = 0,241 < e$ ,  $\frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{5440}{1 \cdot 1550} = 3,51 > e$ ;  
 г) следовательно,  $R_{E1} = VR_{r1} K_6 K_T = 1 \cdot 995 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1194$  Н,  
 $R_{E2} = (XVR_{r2} + YR_{a2}) K_6 K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 1550 + 2,058 \cdot 5440) \times 1,2 \cdot 1 = 14\,178$  Н.

$$д) C_{rp} = R_{E2} \sqrt[3]{\frac{573 \omega L_h}{10^6}} = 14\,178 \sqrt[3]{\frac{573 \cdot 150,79 \cdot \frac{5000}{10^6}}{10^6}} = 87,7 \text{ кН} < C_r.$$

Динамическая грузоподъемность этого подшипника меньше (в 1,3 раза) базовой. Однако у него большие радиальные и осевые размеры ( $d \times D \times T = 45 \times 100 \times 38,5$  мм), что приведет к громоздкости подшипникового узла в целом. Подшипник непригоден.

**Вариант 3.** Анализируя просчитанные варианты по каталогу роликовых конических подшипников (см. табл. К29, К30), приходим к выводу о целесообразном выборе подшипника 7608.

В сравнении с предыдущим вариантом его габариты ( $d \times D \times T = 40 \times 90 \times 35,5$  мм) близки к размерам предварительно принятого по условию примера подшипника 7308 ( $d \times D \times T = 40 \times 90 \times 25,5$  мм). Характеристика подшипника 7608:  $C_r = 90\,000$  Н,  $e = 0,296$ ,  $Y = 2,026$ ,  $X = 0,4$ .

а) Определяем осевые составляющие радиальных нагрузок:

$$R_{s1} = 0,83 e R_{r1} = 0,83 \cdot 0,296 \cdot 995 = 244 \text{ Н},$$

$$R_{s2} = 0,83 e R_{r2} = 0,83 \cdot 0,296 \cdot 1550 = 381 \text{ Н}.$$

б) Определяем осевые нагрузки подшипников.

Так как  $R_{s1} < R_{s2}$  и  $F_a > R_{s2} - R_{s1}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 244$  Н,  $R_{a2} = R_{s1} + F_a = 5444$  Н.

в) Определяем отношения:

$$\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{244}{995} = 0,245, \quad \frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{5444}{1550} = 3,51.$$

г) По соотношениям

$\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} > e$  и  $\frac{R_{a2}}{VR_{r2}} < e$  выбираем формулы для определения эквивалентной нагрузки  $R_E$ :

$$R_{E1} = VR_{r1} K_6 K_T = 1 \cdot 995 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1194 \text{ Н},$$

$$R_{E2} = (XVR_{r2} + YR_{a2}) K_6 K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 1550 + 2,026 \cdot 5444) 1,2 \cdot 1 = 13\,979 \text{ Н}.$$

д) Определяем динамическую грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке  $R_{E2}$ :

$$C_{rp} = R_{E2} \sqrt[3]{\frac{573 \omega L_h}{10^6}} = 13\,979 \sqrt[3]{\frac{573 \times 150,79 \cdot \frac{5000}{10^6}}{10^6}} = 86\,480 \text{ Н} < C_r.$$

Подшипник пригоден.

е) Определяем долговечность подшипника:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \omega} \left( \frac{C}{R_{E2}} \right)^{3,33} = \frac{10^6}{573 \cdot 150,79} \left( \frac{90\,000}{13\,979} \right)^{3,33} = 5710 \text{ Н} > L_h.$$

ж) Составляем табличный ответ к задаче 9 (по результатам примера 3). Приведенные в таблице данные подшипников тихоходного вала в примерах не рассчитывали (табл. 9.7).

Таблица 9.7. Основные размеры и эксплуатационные характеристики подшипников

| Вал | Подшипник                |                        | Размеры<br>$d \times D \times T$ , мм | Динамическая грузоподъемность, Н |        | Долговечность, ч |       |
|-----|--------------------------|------------------------|---------------------------------------|----------------------------------|--------|------------------|-------|
|     | принят<br>предварительно | выбран<br>окончательно |                                       | $C_{rp}$                         | $C_r$  | $L_{10h}$        | $L_h$ |
| Б   | 7308                     | 7608                   | $40 \times 90 \times 35,5$            | 86 480                           | 90 000 | 5710             | 5000  |
| Т   | 7212                     | 7212                   | $60 \times 100 \times 24,0$           | 32 540                           | 78 000 | 12150            | 5000  |

## ТРЕТЬЯ СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ

*Разработка технического проекта предусмотрена техническим заданием на курсовое проектирование и выполняется на основании результатов, полученных в эскизном проекте.*

Технический проект выполняется с целью выявления окончательных технических решений, дающих полное представление о конструкции деталей и отдельных узлов привода, а также для оценки их соответствия требованиям технического задания, технологичности конструкций деталей и узлов, степени сложности их изготовления, удобства эксплуатации и т. п.

В техническом проекте разрабатываются варианты конструкций зубчатой (червячной) передачи редуктора, элементов открытой передачи, корпуса, подшипниковых узлов, валов и муфты.

Здесь же проводятся расчеты, подтверждающие прочность и долговечность окончательно принятых конструкций валов, шпоночных соединений и соединений с натягом, стяжных винтов подшипниковых узлов, а также проверочный расчет теплового режима червячного редуктора.

В техническом проекте согласовываются габаритные, установочные и присоединительные размеры привода, решается ряд эксплуатационных вопросов, связанных со смазыванием редукторной зубчатой (червячной) пары и подшипниковых узлов.

В заключение этой стадии проектирования выполняется конструктивная компоновка привода (общий вид) и определяется технический уровень редуктора. В техническом проекте выполняются три задачи (см. табл. 01).

*Принятые в техническом проекте конструктивные решения являются основанием для разработки рабочей документации проекта.*

### ЗАДАЧА 10

#### КОНСТРУКТИВНАЯ КОМПОНОВКА ПРИВОДА\*

**Цель: 1. Разработать конструкции деталей и узлов редуктора и открытой передачи.**

**2. Скомпоновать детали и узлы редуктора и открытой передачи и разработать чертеж общего вида привода.**

*Конструктивной разработке и компоновке подлежат: зубчатая (червячная) передача редуктора, корпус редуктора,*

\* Конструктивная компоновка привода (общий вид) выполняется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.120—73. В учебном проекте чертеж общего вида привода совмещен с его сборочным чертежом.

*быстроходный и тихоходный валы, подшипниковые узлы, элементы открытых передач (шестерни, шкивы, звездочки), муфтовые соединения.*

В процессе разработки конструктивной компоновки ищут такое расположение узлов и деталей, при котором при их наименьших габаритах создаются наибольшие удобства для монтажа и эксплуатации.

Исходными данными для конструирования деталей и узлов являются результаты задач, выполненных в эскизном проекте (см. табличные ответы к задачам 4, 5, 7, 9 и эскизную компоновку редуктора—рис. 7.2...7.4).

*Прежде чем приступить к выполнению конструктивной компоновки, нужно выбрать типовую конструкцию редуктора и открытой передачи в соответствии с кинематической схемой привода.* При этом следует учесть, что конструкции отдельных деталей и узлов привода во многом зависят от конкретных условий расчета, выполненного в эскизном проекте, и поэтому не могут быть ограничены только примерами конструкций, приведенных в атласе (см. рис. А1...А18), а требуют поиска оптимальных решений и целесообразных изменений.

*Работа выполняется на необходимом формате миллиметровой бумаги (см. 14.1, п. 2) в масштабе 1:1 карандашом в контурных линиях.*

Кроме того, возможно выполнить конструктивную компоновку на чертежной бумаге в тонких линиях, и после окончательно принятых конструкций деталей и узлов использовать эту работу для разработки сборочного чертежа редуктора с элементами открытой передачи (см. рис. 13.1...13.3).

Чертеж общего вида привода (конструктивной компоновки) должен содержать (рис. 10.1...10.3):

а) изображение привода в двух проекциях с разрезами, сечениями, а также текстовую часть и надписи, необходимые для понимания конструктивного устройства привода, взаимодействия его основных составных частей и принципа работы. На чертеже общего вида допускается изображать помещающиеся части привода в крайнем или промежуточном положении, а также пограничные (соседние) элементы машинного агрегата—двигатель и рабочую машину, с размерами, определяющими их взаимное расположение. При этом наименование или обозначение элементов машинного агрегата помещают не более чем в две строки на полках линий-выносок, проведенных от соответствующих изображений;

б) габаритные, присоединительные и сопряженные размеры;

в) техническую характеристику, в которой указывают силу (момент) и скорость тягового органа рабочей машины и общее передаточное число привода;

г) основную надпись, выполненную по форме 1 (см. рис. 14.2; табл. 14.1, 14.2).

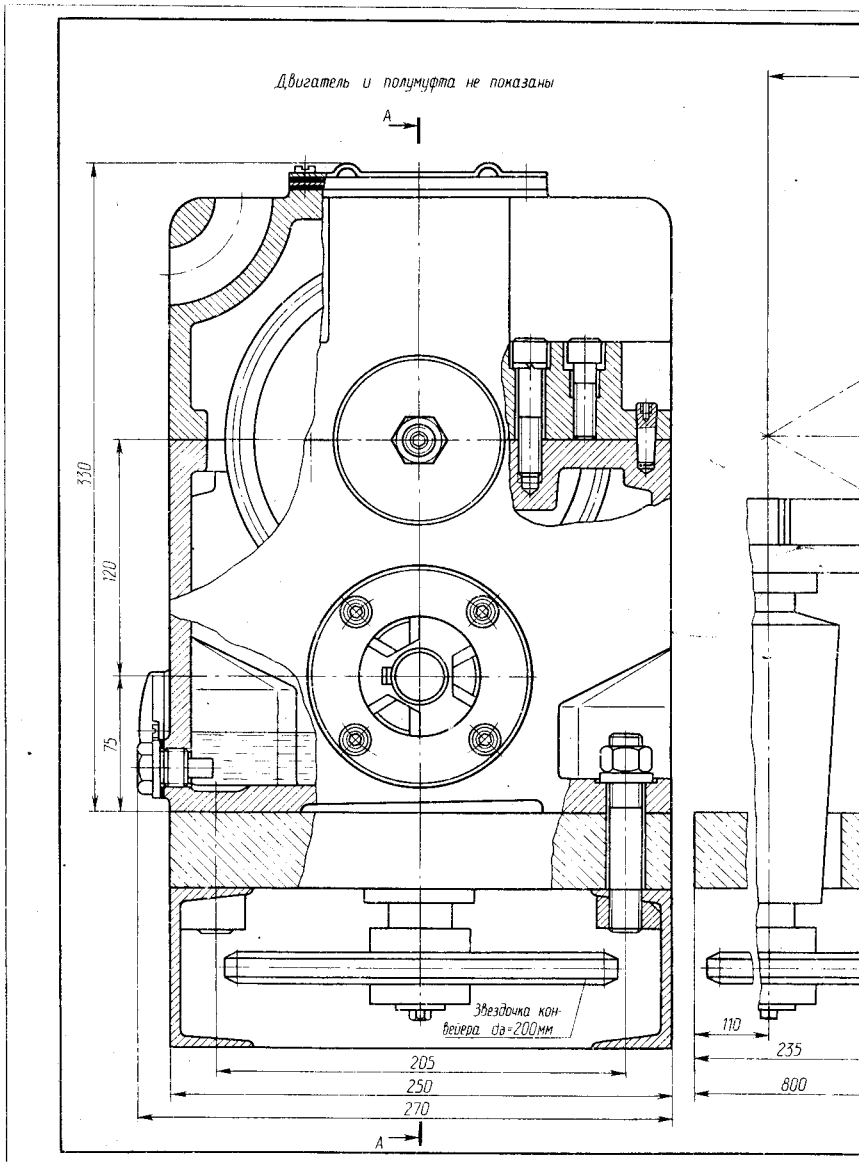
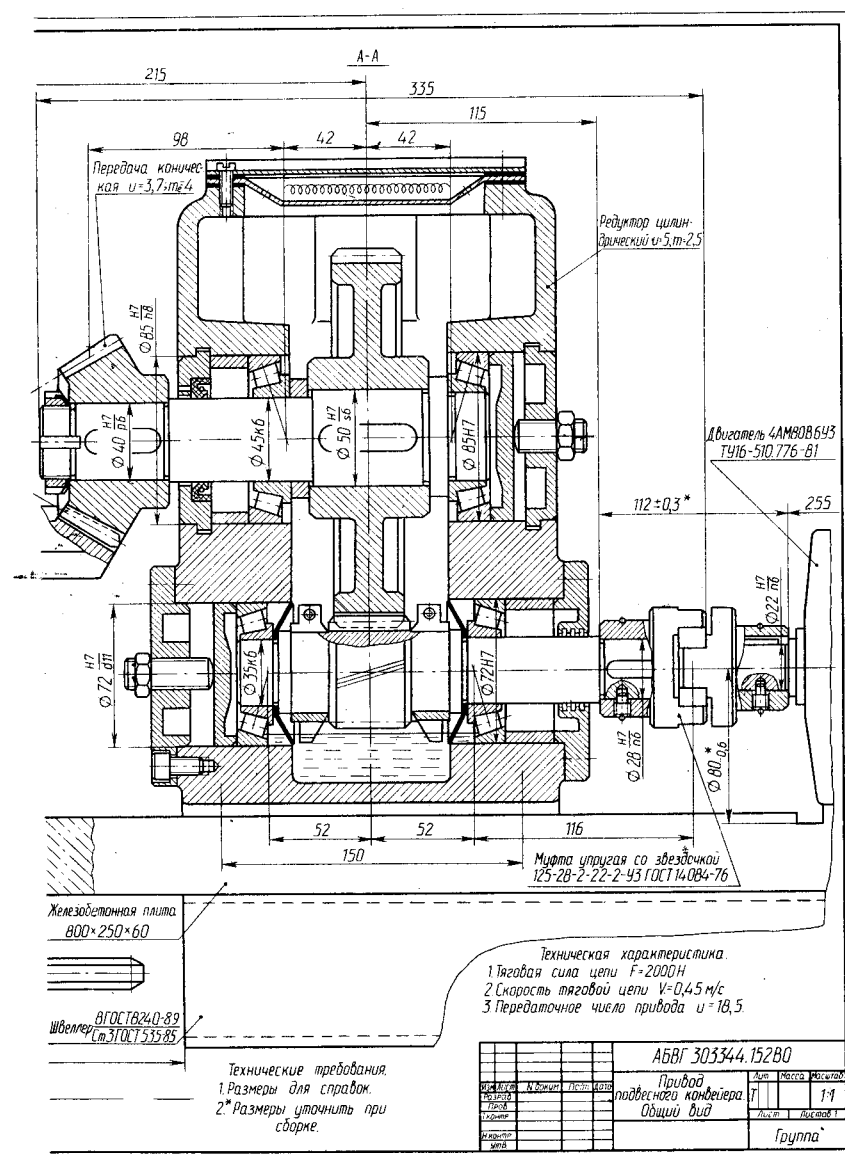


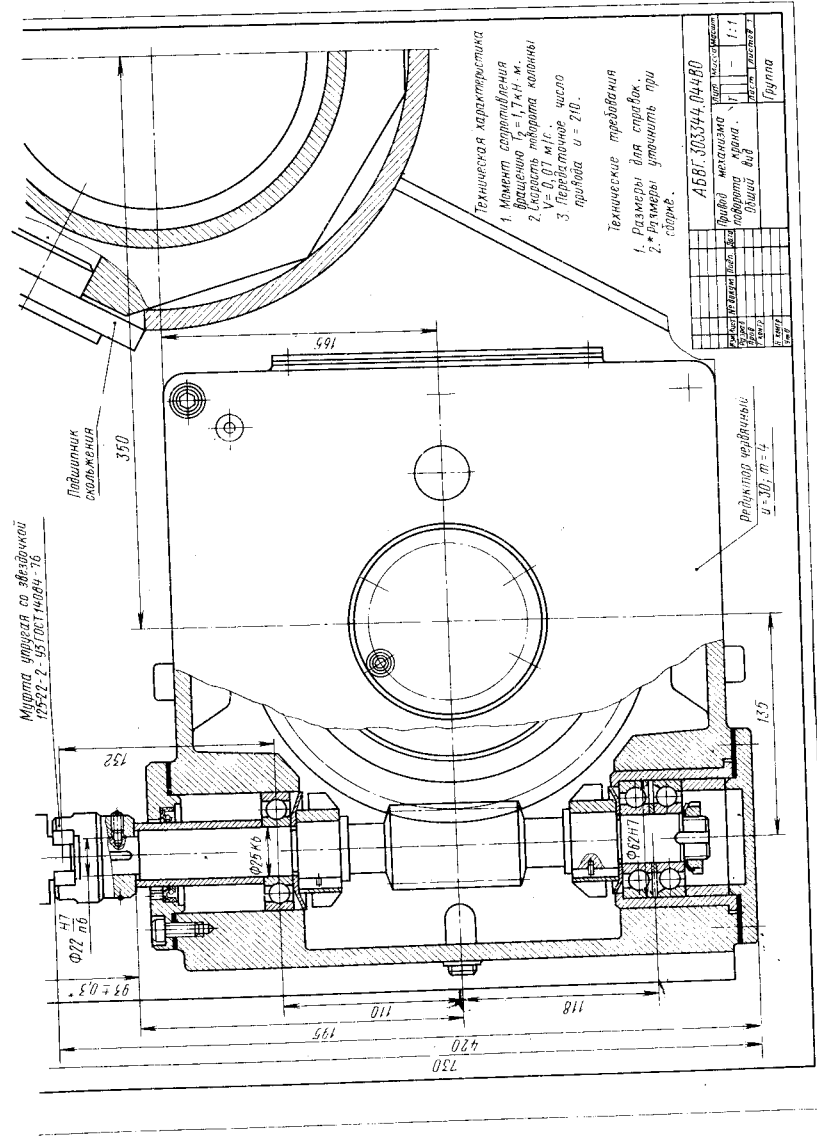
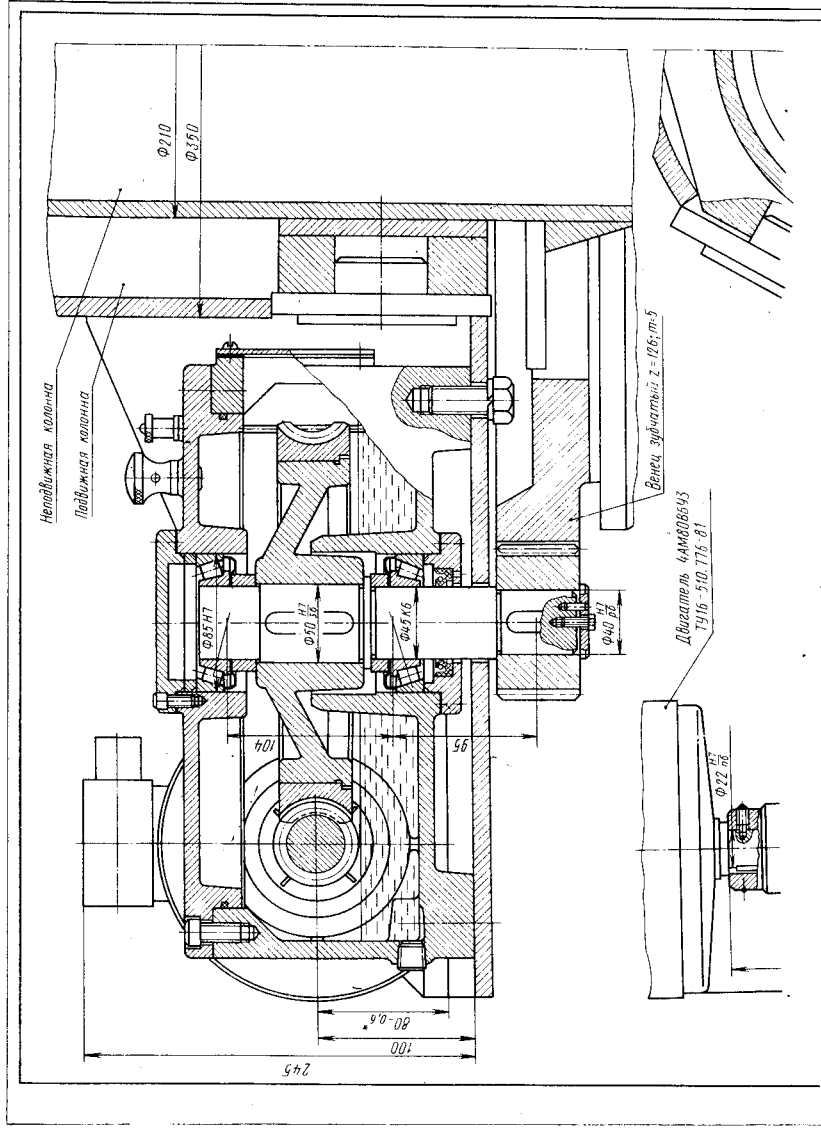
Рис. 10.1. Пример конструктивной компоновки (общего вида) привода конической



с двигателем, цилиндрическим одноступенчатым редуктором и открытой конической

Рис. 10.2. Пример конструктивной компоновки (общего вида) привода с дви

гатель, коническим одноступенчатым редуктором и клиноременной передачей



Допускается вычерчивание на конструктивной компоновке только вида с разрезом по подшипниковым узлам с последующей разработкой второго вида на сборочном чертеже. На рис. 10.4...10.6 дана примерная последовательность разработки конструктивной компоновки цилиндрического, конического (в одной проекции) и червячного (в двух проекциях) редукторов с элементами открытой передачи и муфты.

Конструктивную компоновку следует выполнять поэтапно с разработкой конструкций отдельных деталей и узлов по предлагаемым ниже рекомендациям (см. 10.1...10.8).

### 10.1. Конструирование зубчатых, червячных колес и червяков

(рис. 10.4, а; 10.5, а; 10.6, а)

Основные параметры зубчатых, червячных колес и червяков (диаметр, ширина, модуль, число зубьев и пр.) определены при проектировании передач. Конструкция колес и червяков зависит главным образом от проектных размеров, материала, способа получения заготовки и масштаба производства.

В табл. 10.2...10.4 даны расчеты конструктивных элементов зубчатых и червячных колес при индивидуальном и мелкосерийном производстве.

Основные конструктивные элементы колеса — обод, ступица и диск (рис. 10.7).

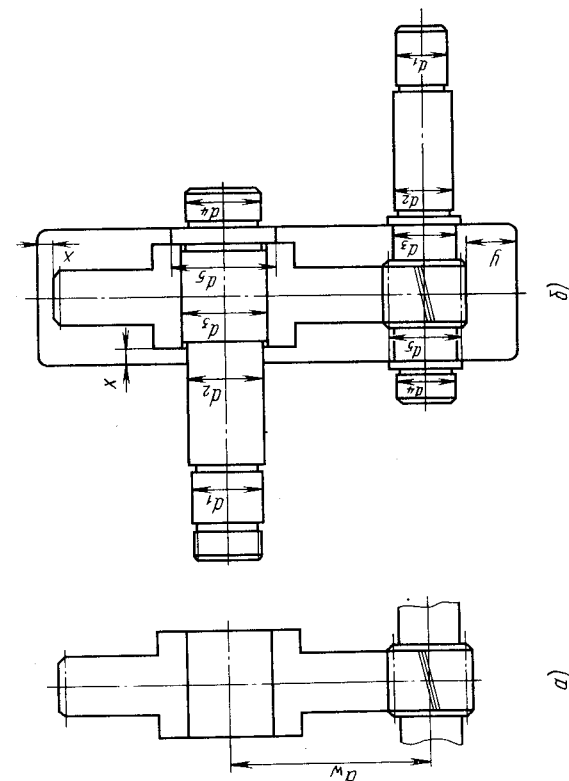
Обод воспринимает нагрузку от зубьев и должен быть достаточно прочным и в то же время податливым, чтобы способствовать равномерному распределению нагрузки по длине зуба. Жесткость обода обеспечивает его толщина  $S$ .

Ступица служит для соединения колеса с валом и может быть расположена симметрично, несимметрично относительно обода или равна ширине обода (см. рис. табл. 10.2...10.4). Это определяется технологическими или конструктивными условиями. Длина ступицы  $l_{ст}$  должна быть оптимальной, чтобы обеспечить, с одной стороны, устойчивость колеса на валу в плоскости, перпендикулярной оси вала, а с другой — получение заготовок ковкой и нарезание шпоночных пазов методом протягивания.

Диск соединяет обод и ступицу. Его толщина  $C$  определяется в зависимости от способа изготовления колеса. Иногда в дисках колес выполняют отверстия, которые используют при транспортировке и обработке колес, а при больших размерах и для уменьшения массы. Диски больших литых колес усиливают ребрами или заменяют спицами.

Острые кромки на торцах ступицы и углах обода притупляют фасками  $f$ , размеры которых принимают по табл. 10.1.

Рис. 10.4. Последовательность разработки конструктивной компоновки цилиндрического одноступенчатого редуктора:  
а — конструирование цилиндрической передачи; б — конструирование валов; в — выбор шпоночных соединений; г — установка подшипников и конструирование внутренних уплотнений подшипниковых узлов; з — выбор крышек, конструирование регулировочных устройств и наружных уплотнений; д — конструирование корпуса; е — конструирование элементов открытой передачи и муфты



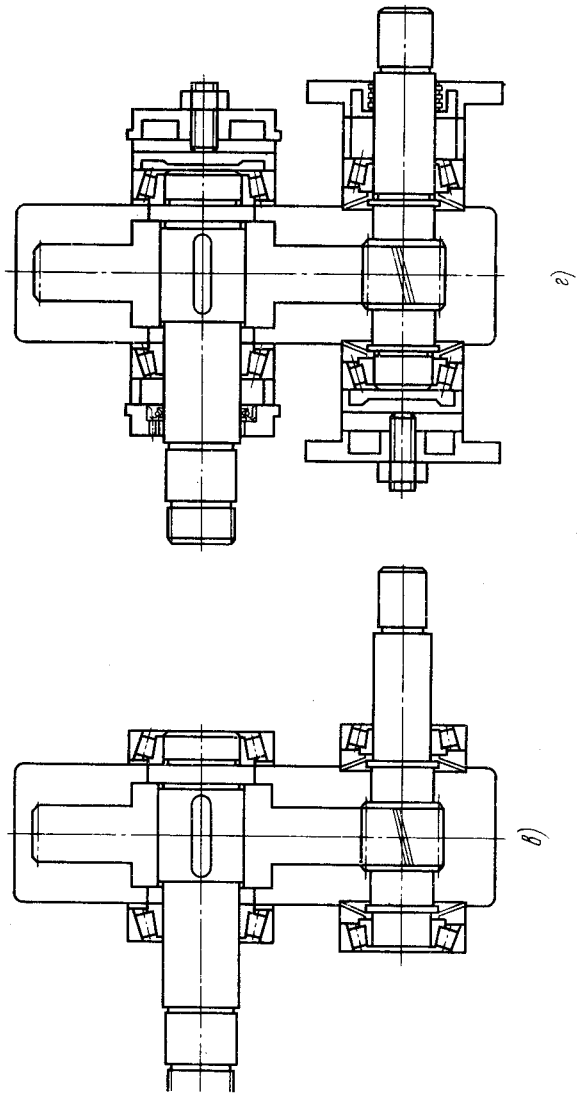


Рис. 10.4. Продолжение

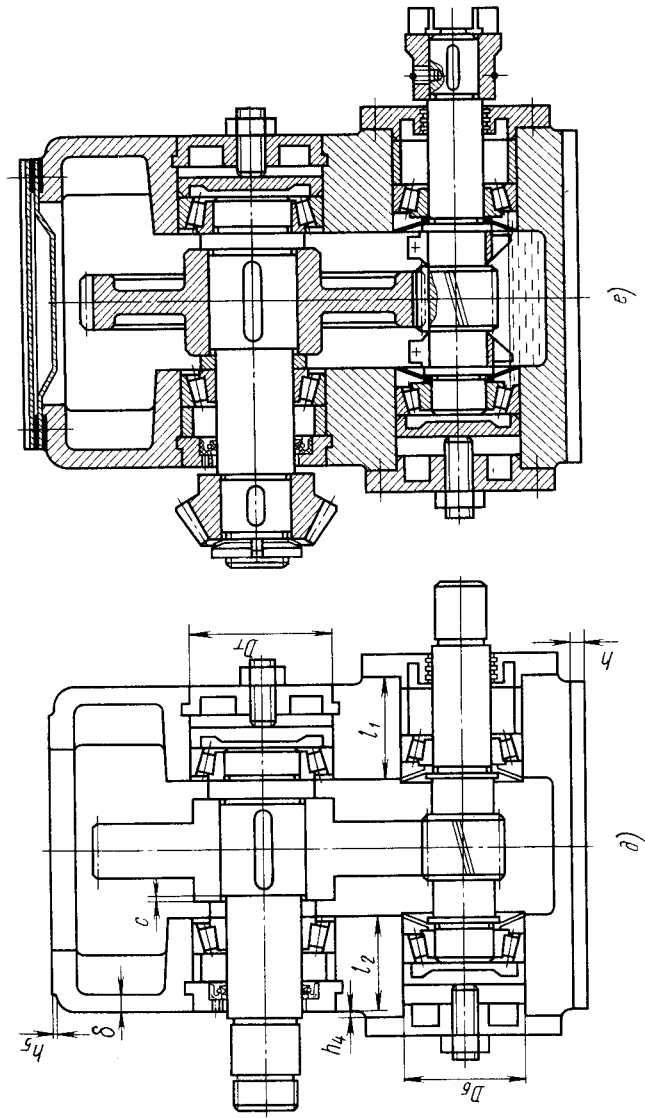


Рис. 10.4. Продолжение

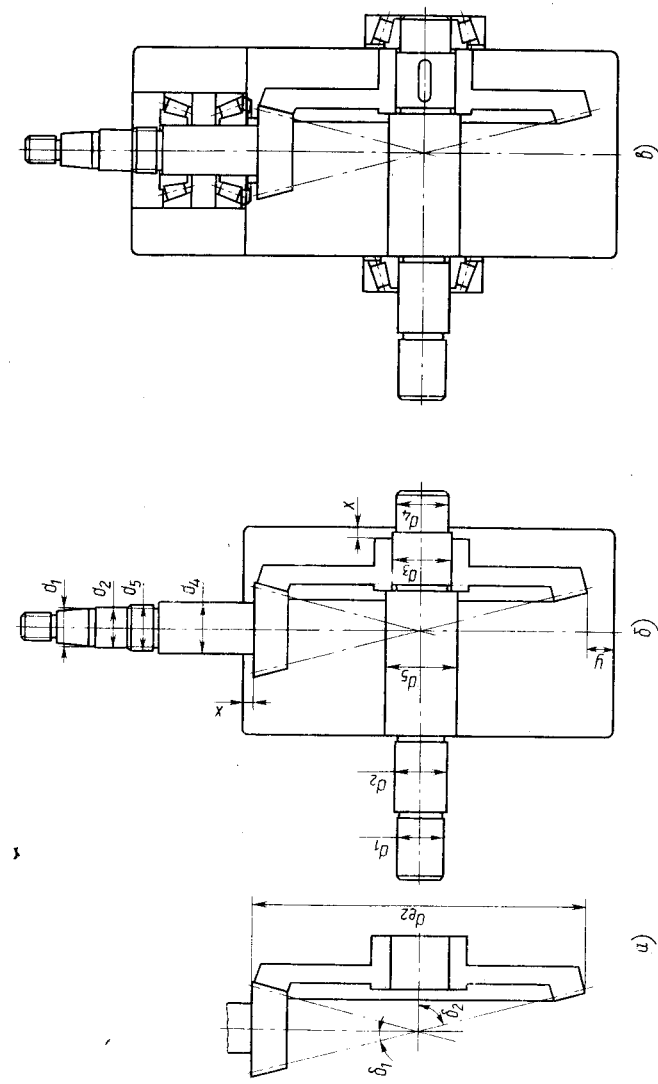


Рис. 10.5. Последовательность разработки конструктивной компоновки конического одноступенчатого редуктора:

а — конструирование конической передачи; б — конструирование валов; в — выбор шпоночных соединений, установка подшипников и конструирование внутренних уплотнений подшипниковых узлов; г — выбор крышек, конструирование регулировочных устройств и наружных уплотнений; д — конструирование корпуса; е — конструирование элементов открытой передачи и муфты

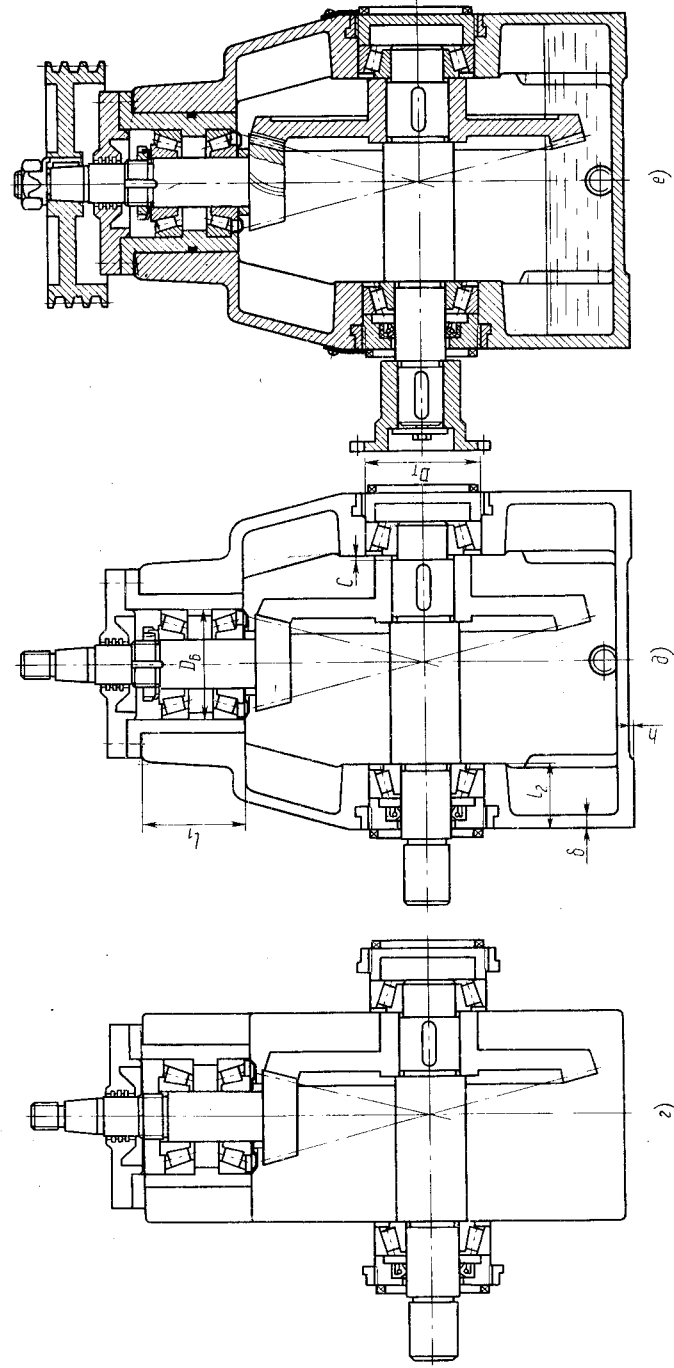


Рис. 10.5. Продолжение

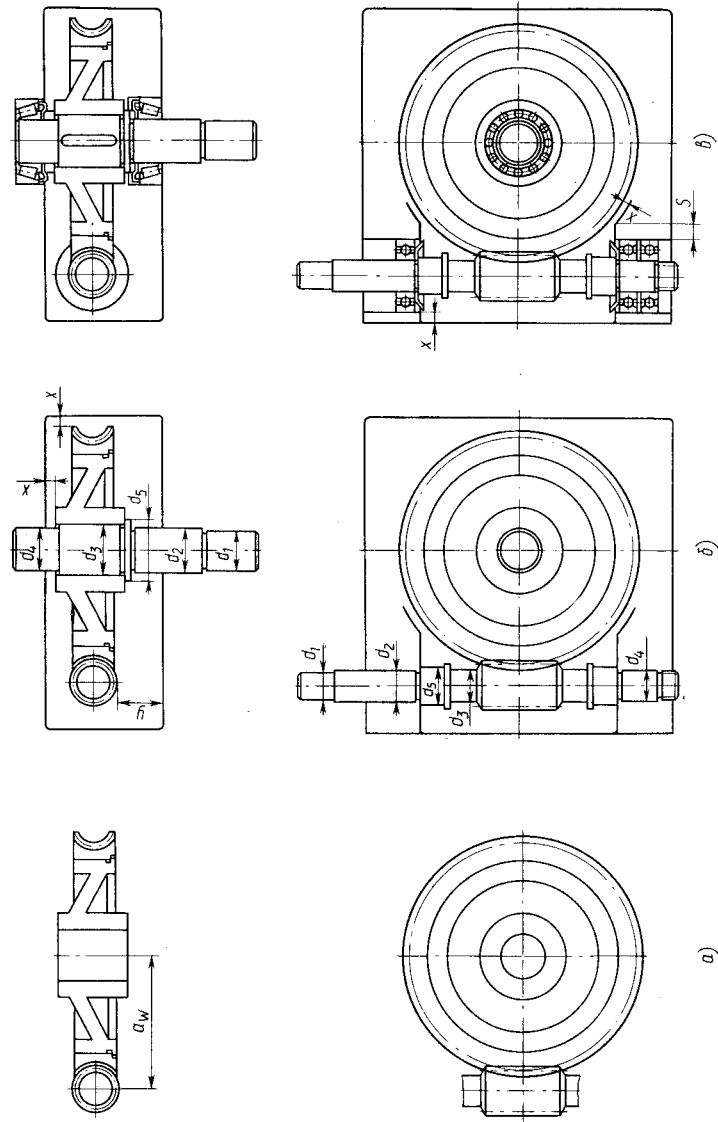


Рис. 10.6. Последовательность разработки конструктивной компоновки червячного одноступенчатого редуктора:

*а* — конструирование червячной передачи; *б* — конструирование валов; *в* — выбор шпоночных соединений, установка подшипников и конструирование внутренних уплотнений подшипниковых узлов; *г* — выбор крышек, конструирование регулировочных устройств и наружных уплотнений; *д* — конструирование корпуса; *е* — конструирование элементов открытой передачи и муфты

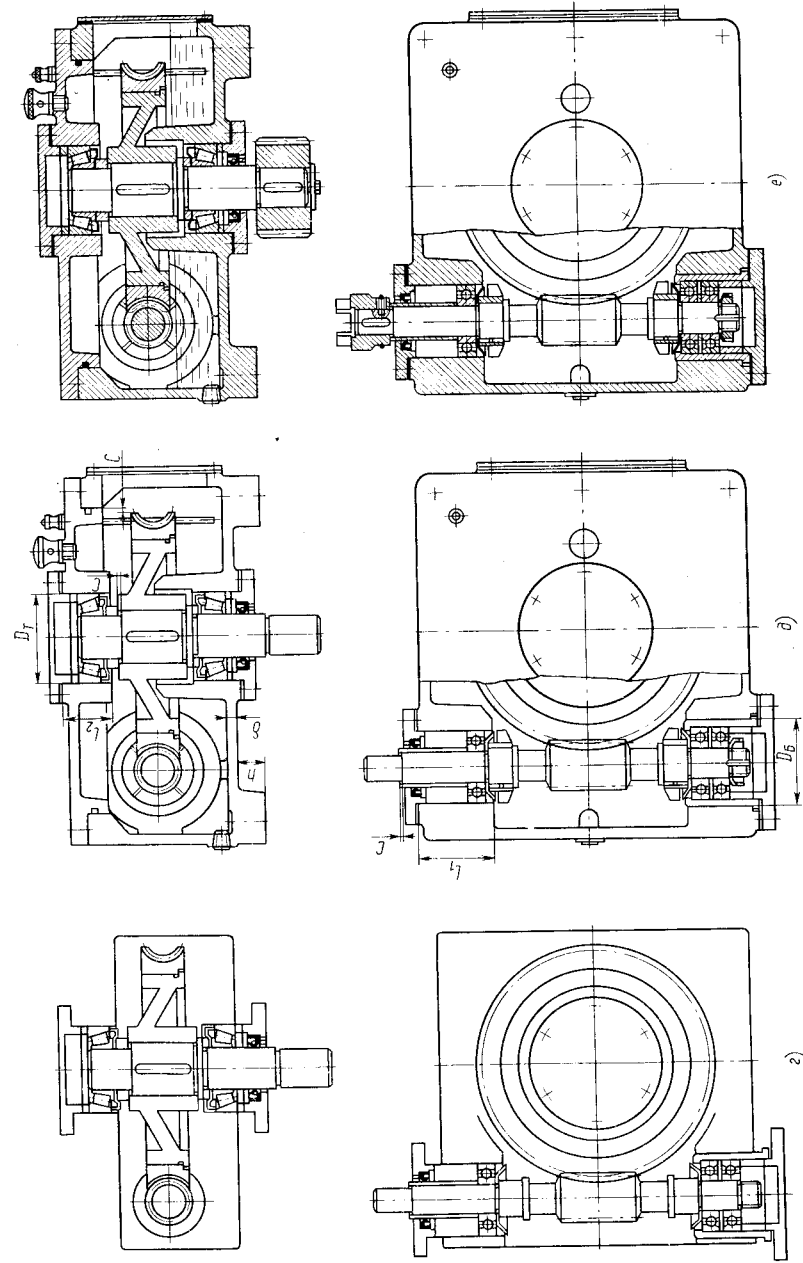


Рис. 10.6. Продолжение

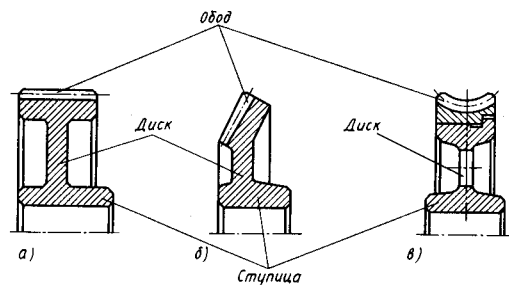


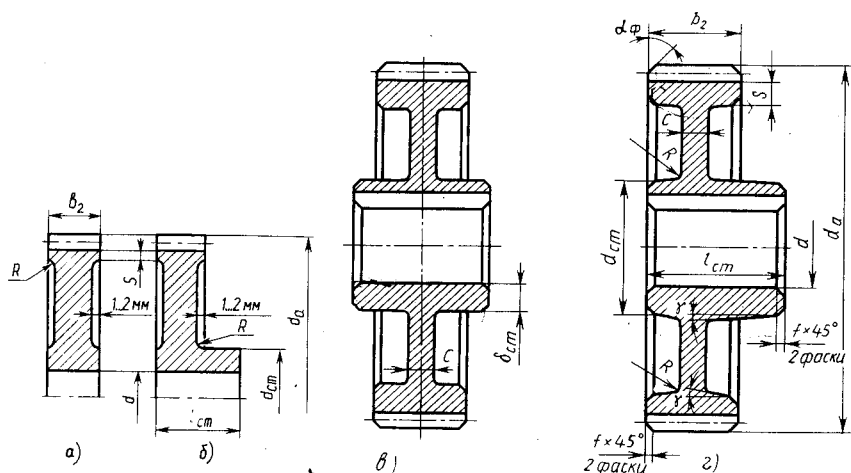
Рис. 10.7. Конструктивные элементы колеса:  
а — цилиндрического; б — конического; в — червячного

Таблица 10.1. Стандартные размеры фасок, мм

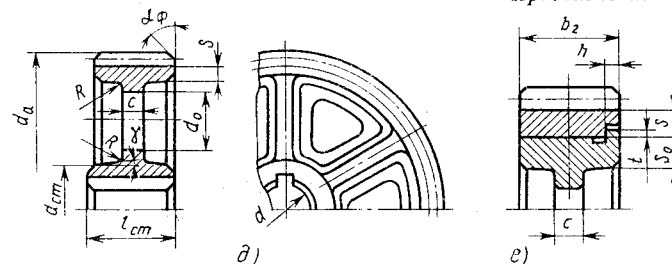
| Диаметр ступицы или обода | Св. 20 до 30 | Св. 30 до 40 | Св. 40 до 50 | Св. 50 до 80 | Св. 80 до 120 | Св. 120 до 150 | Св. 150 до 250 | Св. 250 до 500 |
|---------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|---------------|----------------|----------------|----------------|
| $f$                       | 1,0          | 1,2          | 1,6          | 2,0          | 2,5           | 3,0            | 4,0            | 5,0            |

**1. Зубчатые колеса** (см. табл. 10.2, 10.3). В проектируемых приводах колеса редукторов получают относительно небольших диаметров и их изготавливают из круглого проката или поковок. Большие колеса открытых зубчатых передач изготавливают литьем или составными. Ступицу колес цилиндрических редукторов располагают *симметрично* относительно обода, а ступица колес открытых цилиндрических зубчатых передач может быть расположена *симметрично* и *несимметрично* относительно обода. Ступица колес закрытых и открытых передач конического зацепления *выступает со стороны большого конуса* (см. рис. 10.1...10.3).

Таблица 10.2. Конструкция цилиндрических зубчатых колес, мм



Продолжение табл. 10.2



| Элемент колеса | Параметр                    | Способ получения заготовки                              |                                         |                                                                             |
|----------------|-----------------------------|---------------------------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------|
|                |                             | а — круглый прокат, б — ковка                           | в — ковка, г — штамповка                | д — литье, е — составные                                                    |
| Обод           | Диаметр                     | $d_a < 100$ мм                                          | $d_a = 100 \dots 500$ мм                | $d_a > 500$ мм                                                              |
|                | Толщина                     | $S = 2,2m + 0,05b_2$                                    |                                         | $S = 2,2m + 0,05b_2$ ;<br>$h = 0,1b_2$ ;<br>$S_0 \approx 1,2S$ ; $t = 0,8h$ |
|                | Ширина                      | $b_2$ (табл. 4.5)                                       |                                         |                                                                             |
| Ступица        | Диаметр внутренний          | $d = d_3$ (табл. 7.1)                                   |                                         |                                                                             |
|                | Диаметр наружный            | $d_{ct} = 1,55d$ при соединении шпоночным и с натягом   |                                         |                                                                             |
|                | Толщина                     | $\delta_{ct} \approx 0,3d$                              |                                         |                                                                             |
|                | Длина                       | $a — l_{ct} = b_2$ ;<br>$б — l_{ct} = (1,0 \dots 1,5)d$ | $l_{ct} = (1,0 \dots 1,5)d$             |                                                                             |
| Диск           | Толщина                     | $C = b_2 - (2 \dots 4)$                                 | $C = 0,5(S + \delta_{ct}) \geq 0,25b_2$ |                                                                             |
|                | Радиусы закруглений и уклон | $R \geq 1$                                              | $R \geq 6$ ; $\gamma \geq 7^\circ$      | $R \geq 10$ ; $\gamma \geq 7^\circ$                                         |
|                | Отверстия                   | —                                                       | —                                       | См. табл. 10.4                                                              |
|                |                             | $l_{ct} (1,0 \dots 1,2)d$ — оптимальное значение        |                                         |                                                                             |

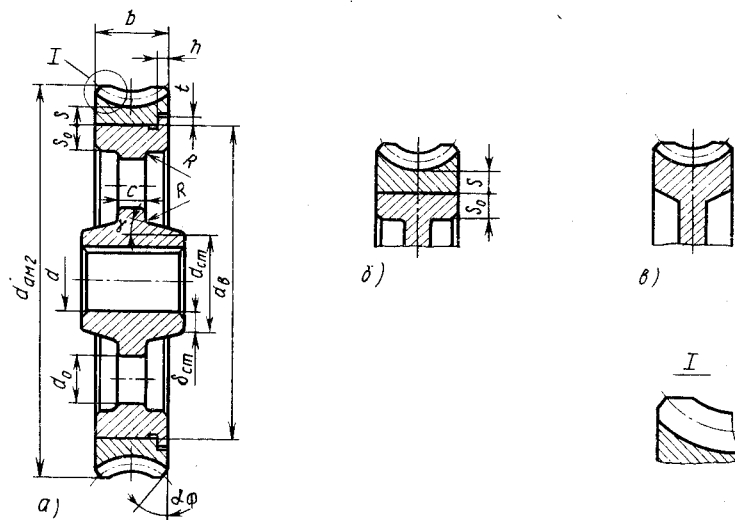
Примечания: 1. При определении длины ступицы  $l_{ct}$  числовой коэффициент перед  $d$  принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу — при переходной посадке. 2. На торцах зубьев выполняют фаски размером  $f = (0,6 \dots 0,7)m$  с округлением до стандартного значения по табл. 10.1. 3. Угол фаски  $\alpha_f$ : на прямозубых колесах  $\alpha_f = 45^\circ$ ; на косозубых колесах при твердости рабочих поверхностей HB < 350  $\alpha_f = 45^\circ$ , а при HB > 350  $\alpha_f = 15^\circ$ .



**2. Червячные колеса** (табл. 10.4). По условиям работы изготавливают составными: центр колеса (ступица с диском) — из стали, резе из серого чугуна, а зубчатый венец (обод) — из антифрикционного материала.

При единичном и мелкосерийном производстве зубчатые венцы соединяют с центром колеса посадкой с натягом. При постоянном направлении вращения червячного колеса на наружной поверхности центра предусматривается буртик, и эта форма центра является традиционной. В современных конструкциях для упрощения процесса изготовления венца и центра буртик не делают, обеспечивая посадку венца на центр с натягом. При небольших скоростях скольжения  $v \leq 2$  м/с и малых диаметрах колеса его можно изготовить цельнолитым.

Таблица 10.4. Конструкция червячных колес, мм



а и б — с напрессованным венцом (б — с натягом), в — цельное колесо из чугуна

| Элемент колеса | Параметр           | Значение                                                        |
|----------------|--------------------|-----------------------------------------------------------------|
| Обод           | Диаметр наибольший | $d_{ам2}$ (см. табл. 4.11)                                      |
|                | Диаметр внутренний | $d_b = 0,9d_2 - 2,5m$ ; $d_2$ и $m$ (см. табл. 4.11)            |
|                | Толщина            | $S = 0,05d_2$ ; $S_0 \approx 1,2S$ ; $h = 0,15b_2$ ; $t = 0,8h$ |
|                | Ширина             | $b_2$ (см. табл. 4.11)                                          |

Продолжение табл. 10.4

| Элемент колеса | Параметр                    | Значение                                                                                           |
|----------------|-----------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Ступица        | Диаметр внутренний          | $d = d_3$ (см. табл. 7.1)                                                                          |
|                | Диаметр наружный            | Стальная $d_{ст} = 1,55d$ ,<br>чугунная $d_{ст} = 1,6d$<br>при соединении шпоночным и с<br>натягом |
|                | Толщина                     | $\delta_{ст} \approx 0,3d$                                                                         |
|                | Длина                       | $l_{ст} = (1 \dots 1,5)d$                                                                          |
| Диск           | Толщина                     | $C = 0,5(S + \delta_{ст}) \geq 0,25b_2$                                                            |
|                | Радиусы закруглений и уклон | $R \geq 10$ ; $\gamma \geq 7^\circ$                                                                |
|                | Отверстия                   | $d_0 \geq 25$ мм;<br>$n_0 = 4 \dots 6$                                                             |

Примечания: 1. См. примечание 1 к табл. 10.2. 2. На торцах зубьев выполняют фаски размером  $f = 0,5m$  с округлением до стандартного значения по табл. 10.1. 3. Угол фаски  $\alpha_f = 45^\circ$ .

**3. Валы-шестерни и червячные валы.** Цилиндрические и конические шестерни при  $u \geq 3,15$  выполняют заодно с валом, а при  $u \leq 2,8$  они могут быть насадными, если это конструктивно необходимо. Однако стоимость производства при раздельном исполнении вала и шестерни (червяка) увеличивается вследствие увеличения числа посадочных поверхностей и необходимости применения того или иного соединения. Поэтому шестерни и червяки (рис. 10.8) чаще всего выполняют заодно с валом. Рекомендации по конструированию вала-шестерни и червячного вала см. 10.2.

#### 4. Установка колес на валах.

а) Сопряжение колес с валом. Для передачи вращающего момента

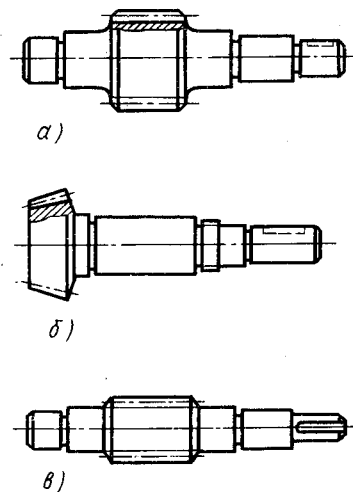


Рис. 10.8. Быстроходные валы редукторов: а — вал-шестерня цилиндрическая; б — вал-шестерня коническая; в — вал-червяк

редукторной парой применяют шпоночные соединения и соединения с натягом (см. 10.3, п. 2). В случае шпоночного соединения можно принимать следующие посадки:

для цилиндрических прямозубых колес  $H7/p6$  ( $H7/r6$ );

для цилиндрических косозубых и червячных колес  $H7/r6$  ( $H7/s7$ );

для конических колес  $H7/s6$  ( $H7/t6$ ).

Посадки с большим натягом (в скобках) — для колес реверсивных передач (см. рис. 10.1...10.3).

б) Осевое фиксирование колес. Для обеспечения нормальной работы редуктора зубчатые и червячные колеса должны быть установлены на валах без перекосов. Если ступица колеса имеет достаточно большую длину (отношение  $l_{ст}/d \geq 0,8$ ; в проектируемых редукторах принято  $l_{ст}/d = 1...1,5$ ), то колесо будет сидеть на валу без перекосов. В этом случае достаточно предохранить колесо от осевых перемещений по валу соответствующим осевым фиксированием:

1-й способ. Упором одного из торцов ступицы колеса в буртик между 3-й и 5-й ступенями вала и установкой на 2-й или 3-й ступени вала распорной втулки между другим торцом ступицы колеса и торцом внутреннего кольца подшипника (см. рис. А2, А6, А15).

Размеры распорной втулки ( $D$ ,  $L$ ) определяются по месту установки и должны обеспечить надежное осевое фиксирование колеса. По «Классификатору ЕСКД» (см. табл. Д2) при соотношении геометрических параметров  $L \leq 0,5D$  распорная деталь называется «кольцо», при  $0,5D < L \leq 2D$  — «втулка».

2-й способ. При отсутствии 5-й ступени установкой двух распорных втулок на 2-й или 3-й ступени вала между обоими торцами ступицы колеса и торцами внутренних колец подшипников или мазеудерживающих колец (см. рис. А7, А9, А12).

В обоих случаях для гарантии контакта деталей по торцам должны быть предусмотрены зазоры  $C$  между буртиками 2-й или 3-й ступени вала и торцами втулок (см. рис. 10.4, д; 10.5, д; 10.6, д).

5. Регулирование осевого положения колес (регулирование зацепления). Погрешности изготовления деталей по осевым линейным размерам и погрешности сборки приводят к неточному осевому положению колес в зубчатых и червячных передачах.

В цилиндрических редукторах для компенсации неточности положения колес ширину одного из них делают больше ширины другого (рис. 10.9, а). Чтобы избежать неравномерной по ширине выработки, более твердое колесо — шестерню — выполняют большей ширины (табл. 10.5), и она перекрывает с обеих сторон более мягкое колесо. При этом на увеличение ширины шестерни расходуется меньше металла.

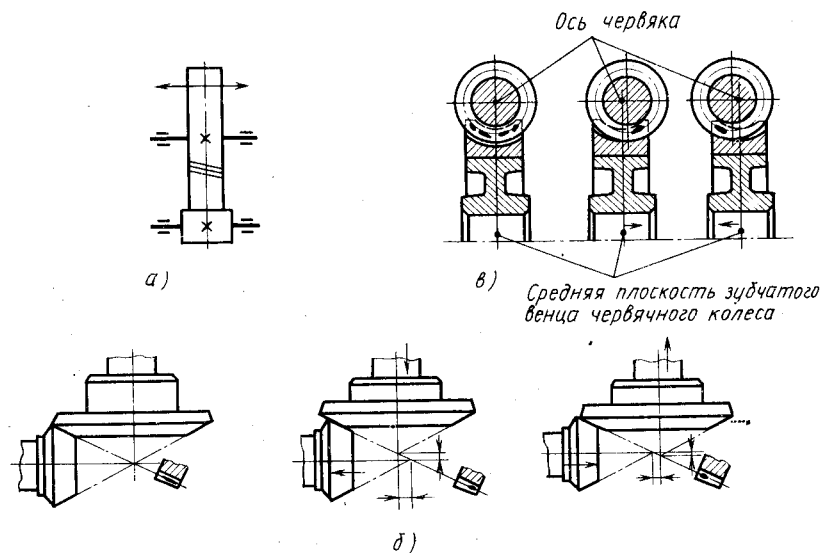


Рис. 10.9. Регулирование осевого положения колес в передачах: а — цилиндрической; б — конической; в — червячной

Таблица 10.5. Ширина колес цилиндрической передачи, мм

| $b_2$     | До 30 | Св. 30 до 50 | Св. 50 до 80 | Св. 80 до 100 |
|-----------|-------|--------------|--------------|---------------|
| $b_1/b_2$ | 1,08  | 1,07         | 1,06         | 1,05          |

Примечание.  $b_1$  и  $b_2$  — соответственно ширина шестерни и колеса.

Точность зацепления конических и червячных пар в проектируемых приводах достигают регулированием посредством осевого перемещения вала с закрепленным на нем колесом. При этом в конической паре регулирование достигается взаимным осевым перемещением валов шестерни и колеса; в червячной паре — осевым перемещением вала червячного колеса до точного совмещения средней плоскости зубчатого венца с осью червяка (рис. 10.9, б, в). В проектируемых редукторах регулирование конического и червячного зацепления производится после регулирования подшипников двумя способами:

1-й способ. Постановка под фланец торцевой крышки или стакана набора металлических прокладок толщиной от 0,1 до 0,8 мм. Суммарную толщину набора определяют при сборке (см. рис. 10.3).

2-й способ. Применение винтов, воздействующих на наружные кольца подшипников непосредственно или через

регулирующие шайбы (см. рис. 10.2). Этот способ применим для торцовых и врезных крышек и дает возможность производить тонкую регулировку осевого положения колес, вследствие чего его широко применяют в машиностроении (подробно см. 10.4, п. 7).

Регулирующие устройства делают на обоих концах вала со стороны крышки с отверстием и глухой крышки, что дает возможность перемещать вал в двух направлениях (см. рис. А4, А5, А14). Точность положения конических и червячных колес контролируют расположением пятна контакта, а коническое зацепление — еще совпадением вершин конусов (см. рис. 10.9, б, в).

## 10.2. Конструирование валов (рис. 10.4, б; 10.5, б; 10.6, б)

Конструкция ступеней валов зависит от типа и размеров установленных на них деталей (зубчатых и червячных колес, подшипников, муфт, звездочек, шкивов) и способов закрепления этих деталей в окружном и осевом направлениях (см. рис. А1...А18). При разработке конструкции вала принимают во внимание технологию сборки и разборки передач, механическую обработку, усталостную прочность и расход материала при изготовлении. Способы осевого фиксирования колес, элементов открытых передач, муфт и подшипников рассмотрены в соответствующих вопросах конструирования (см. 10.1, 10.4, 10.6, 10.7). Окружное закрепление колес, элементов открытых передач муфт и подшипников осуществляется посадками, шпоночными соединениями и соединениями с натягом (см. 10.3).

Ниже приводятся рекомендации по конструированию посадочных поверхностей ступеней валов, соединенных между собой переходными участками (рис. 10.10...10.13)\*.

**Переходные участки.** Переходный участок вала между двумя смежными ступенями разных диаметров выполняют: а) галтелью радиуса  $r$  (галтель — поверхность плавного перехода от меньшего сечения к большему), снижающей концентрацию напряжений в местах перехода (табл. 10.6); б) канавкой ширины  $b$  со скруглением для выхода шлифовального круга, которая повышает концентрацию напряжений на переходных участках (табл. 10.7). В проектируемых одноступенчатых редукторах, где получают сравнительно короткие валы достаточной жесткости при небольших изгибающих моментах (особенно на концевых участках), применяют, как правило, канавки.

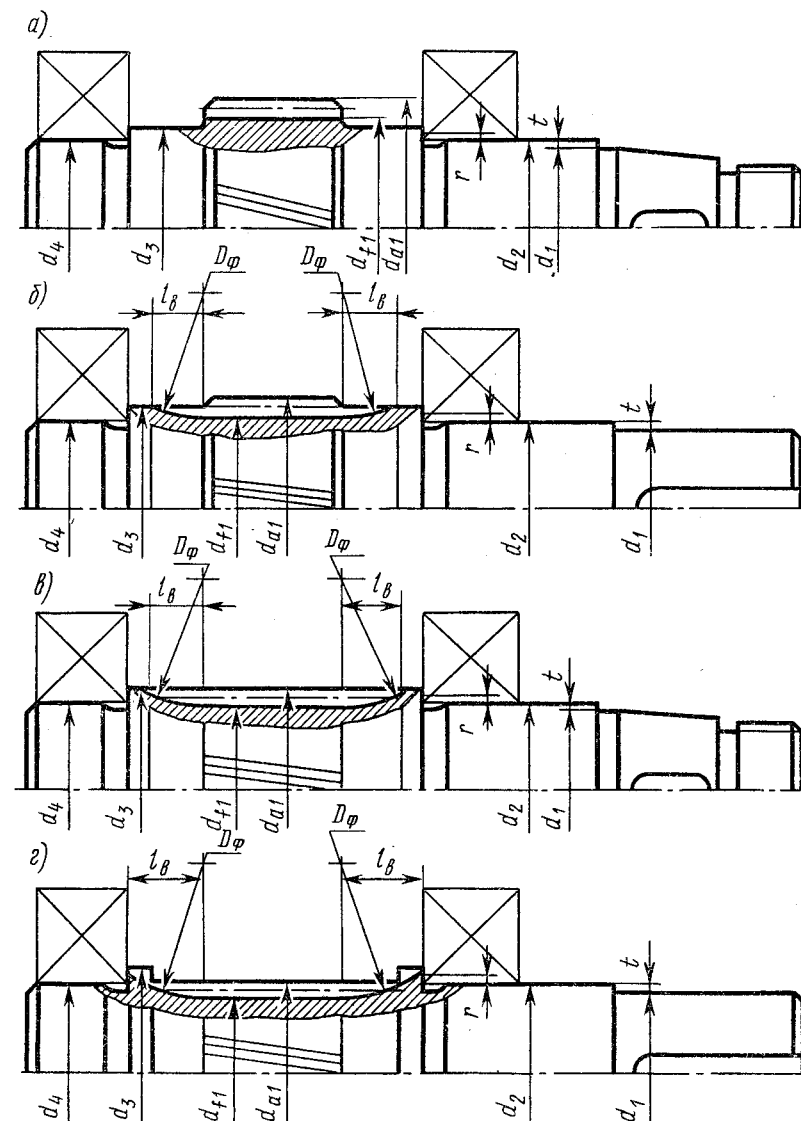


Рис. 10.10. Конструкции вала-шестерни цилиндрической:  
а —  $d_{ф1} > d_3$ ; б —  $d_{ф1} < d_3$ ; в —  $d_{ф1} < d_3$ ;  $d_{а1} = d_3$ ; г —  $d_{а1} < d_3$

\* Рис. 10.8...10.13, 10.27...10.44, 10.47...10.57, 10.60...10.63 из учебного пособия [3].

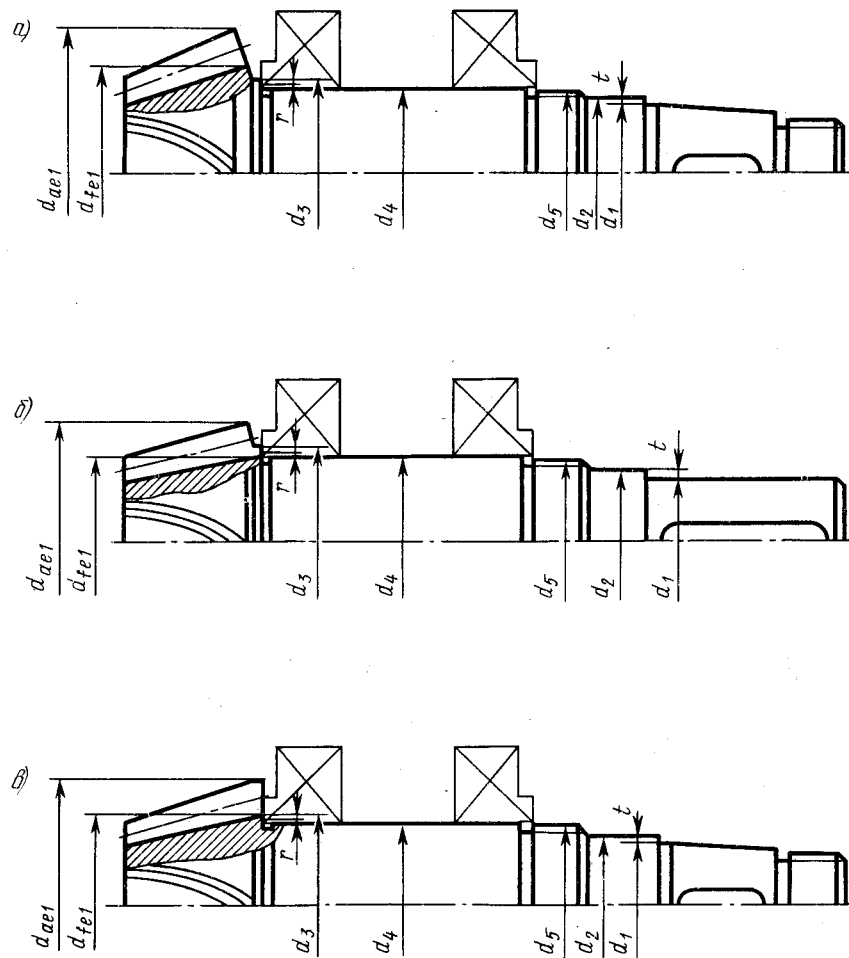


Рис. 10.11. Конструкции вала-шестерни конической:  
 $a - d_{fe1} > d_3$ ;  $б - d_{fe1} < d_3$ ;  $в - d_{fe1} = d_3$

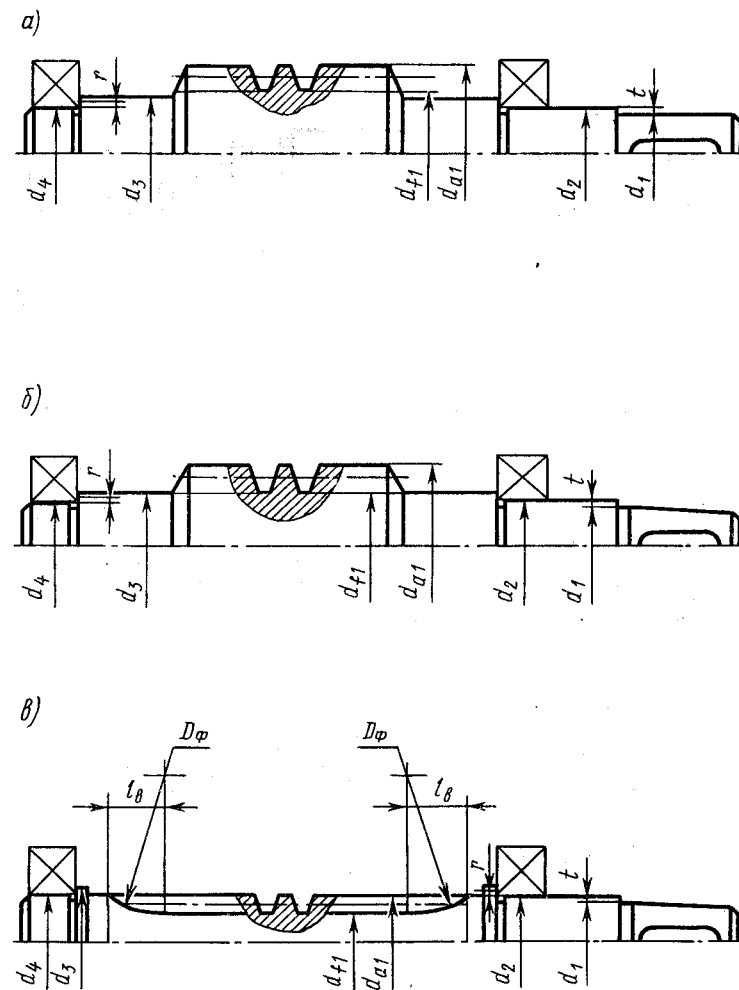


Рис. 10.12. Конструкции червячного вала:  
 $a - d_{f1} > d_3$ ;  $б - d_{f1} = d_3$ ;  $в - d_{a1} < d_3$ ;  $d_{f1} < d_3$

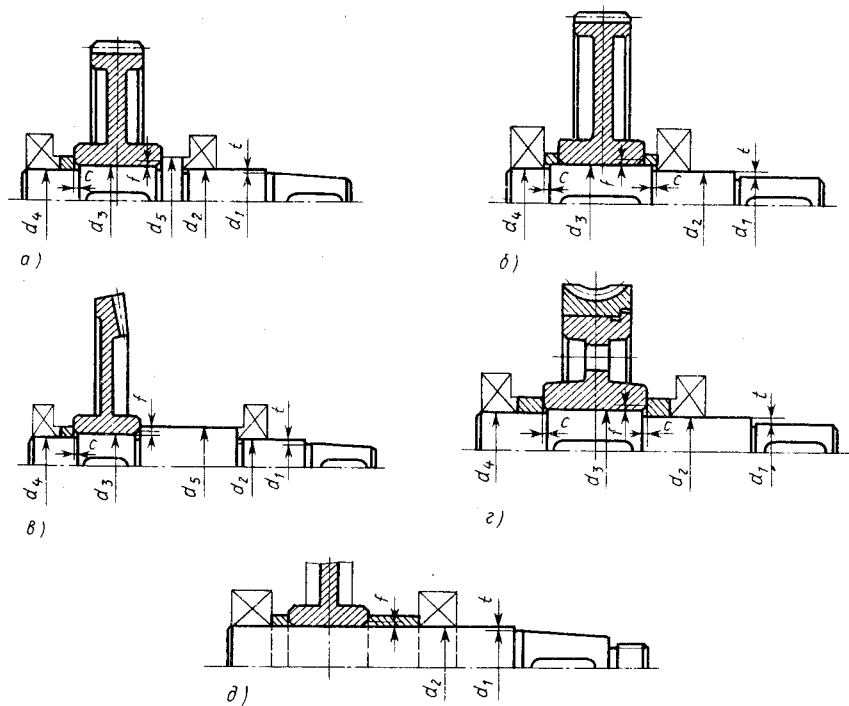


Рис. 10.13. Конструкции тихоходного вала:

а, в — с 5-й ступенью (распорная втулка — на 4-й ступени); б — без 5-й ступени (распорные втулки — на 3-й ступени); г — без 5-й ступени (распорные втулки — на 2-й и 4-й ступенях); д — бесступенчатый (гладкий) вал

Если между подшипником и колесом или элементом открытой передачи, муфтой устанавливают распорную втулку, то переходный участок между ступенями выполняют галтелью. При этом между буртиком вала и торцом втулки должен быть предусмотрен зазор  $C$  (см. рис. 10.13; 10.4, е; 10.6, е).

Для повышения технологичности конструкции радиусы галтелей  $r$ , размеры фасок на концевых ступенях  $c$ , ширину канавок  $b$  для выхода инструмента на одном валу принимают одинаковыми.

**Посадочные поверхности.** Основные размеры ступеней быстроходного и тихоходного валов определены при предварительном проектном расчете в задаче 7. Конструируя валы, размеры посадочных поверхностей  $d$  и  $l$  уточняют и определяют в зависимости от конструкции и размеров деталей, установленных на ступенях, с учетом их расположения относительно опор.

Таблица 10.6. Галтели

| мм  |         |         |         |         |
|-----|---------|---------|---------|---------|
| $d$ | 20...28 | 32...45 | 50...70 | 80...90 |
| $r$ | 1,6     | 2,0     | 2,5     | 3,0     |
| $f$ | 2,0     | 2,5     | 3,0     | 4,0     |

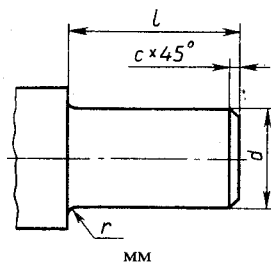
Таблица 10.7. Канавки

| мм  |              |               |         |
|-----|--------------|---------------|---------|
| $d$ | Св. 10 до 50 | Св. 50 до 100 | Св. 100 |
| $b$ | 3,0          | 5,0           | 8,0     |
| $h$ | 0,25         | 0,5           | 0,5     |
| $r$ | 1,0          | 1,6           | 2,0     |

**1. Первая ступень.** Выходной конец вала может быть цилиндрическим или коническим. Посадки деталей на конус обладают рядом достоинств: легкость сборки и разборки, высокая точность базирования, возможность создания любого натяга. В проектируемых редукторах в равной мере применяют цилиндрические и конические концы валов (табл. 10.8, 10.9).

Диаметр 1-й ступени  $d_1$  рассчитан на чистое кручение в задаче 7, длина ступени  $l_1$  определяется по осевым размерам ступицы элементов открытых передач (см. 10.6) или посадочного места полумуфты (см. 10.7).

Таблица 10.8. Цилиндрические концы валов (ГОСТ 12080—66)



мм

| <i>d</i> | <i>l</i> | <i>r</i> | <i>c</i> | <i>d</i> | <i>l</i> | <i>r</i> | <i>c</i> |
|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 20       | 36       | 1,6      | 1,0      | 45       | 82       | 2,0      | 1,6      |
| 22       | 30       | 1,6      | 1,0      | 50       | 82       | 2,5      | 2,0      |
| 25       | 42       | 1,6      | 1,0      | 55       | 82       | 2,5      | 2,0      |
| 28       | 42       | 1,6      | 1,0      | 60       | 105      | 2,5      | 2,0      |
| 32       | 58       | 2,0      | 1,6      | 70       | 105      | 2,5      | 2,0      |
| 36       | 58       | 2,0      | 1,6      | 80       | 130      | 3,0      | 2,5      |
| 40       | 82       | 2,0      | 1,6      | 90       | 130      | 3,0      | 2,5      |

Для установки и демонтажа подшипника на 2-й ступени без снятия шпонки (рис. 10.14) нужно диаметр  $d_1$  ( $d_{cp}$ ) определить в зависимости от диаметра  $d_2$ , равного диаметру

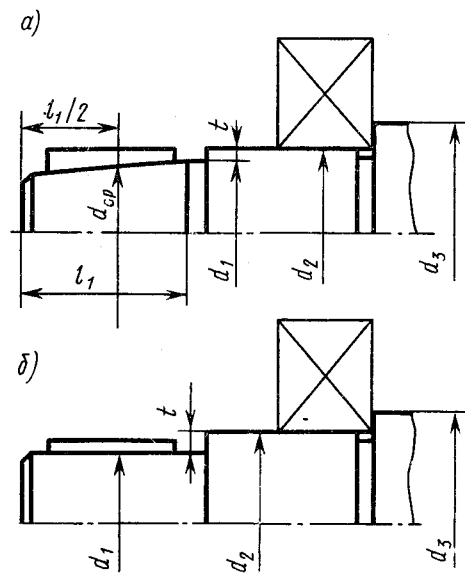


Рис. 10.14. Конструирование выходной ступени вала:  
а—с коническим концом; б—с цилиндрическим концом

внутреннего кольца подшипника:  $d_1 = d_2 - 2,2(h - t_1)$  — для цилиндрических концов вала,  $d_{cp} = d_2 - 2,2(h - t_1)$  — для конических концов, где  $h$  — высота шпонки;  $t_1$  — глубина посадки шпонки в паз вала (см. табл. К42). Выполнение этого условия приводит к значительной разности диаметров  $d_1$  и  $d_2$ . В тех случаях, когда расстояние  $l$  больше ширины внутреннего кольца подшипника  $B$  (рис. 10.15), разность диаметров  $d_1$  и  $d_2$  можно уменьшить за счет обвода шпонки при установке подшипника.

Диаметр выходного конца быстрого вала  $d_1$ , соединенного с двигателем через муфту,

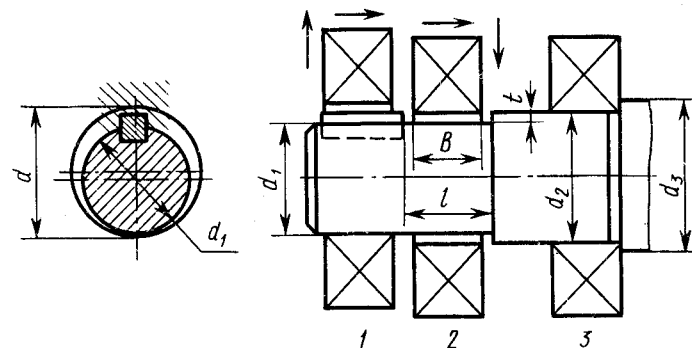
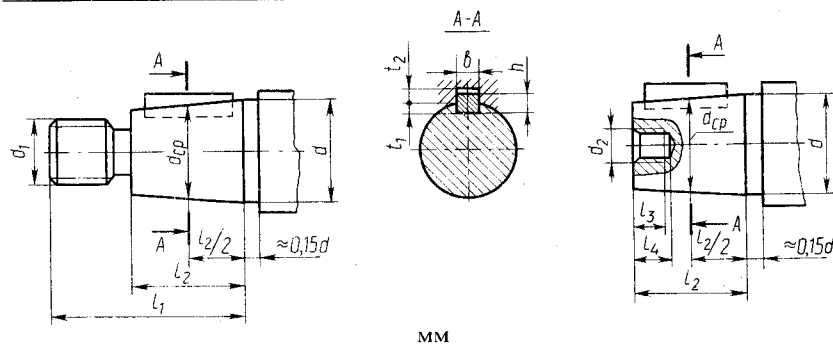


Рис. 10.15. Демонтаж подшипника без снятия шпонки

не должен отличаться от диаметра вала ротора двигателя  $d_{1(дв)}$  (см. табл. К10) больше чем на 20%. При выполнении этого условия соединение валов осуществляется стандартной муфтой.

Таблица 10.9. Концы валов конические (ГОСТ 12081—72)



мм

| Номинальный диаметр | <i>l</i> <sub>1</sub> | <i>l</i> <sub>2</sub> | <i>d</i> <sub>cp</sub> | <i>b</i> | <i>h</i> | <i>t</i> <sub>1</sub> | <i>t</i> <sub>2</sub> | <i>d</i> <sub>1</sub> | <i>d</i> <sub>2</sub> | <i>l</i> <sub>3</sub> | <i>l</i> <sub>4</sub> |
|---------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------|----------|----------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| 20                  | 36                    | 22                    | 18,9                   | 4        | 4        | 2,5                   | 1,8                   | M12 × 1,25            | M6                    | 6,5                   | 8,8                   |
| 22                  |                       |                       | 20,9                   |          |          |                       |                       |                       |                       |                       |                       |
| 25                  |                       |                       | 23,8                   |          |          |                       |                       |                       |                       |                       |                       |
| 28                  | 42                    | 24                    | 26,8                   | 5        | 5        | 3,0                   | 2,3                   | M16 × 1,5             | M8                    | 9,0                   | 10,7                  |
| 32                  |                       |                       | 30,2                   |          |          |                       |                       |                       | M10                   | 11,0                  | 13,0                  |
| 36                  | 58                    | 36                    | 34,2                   | 6        | 6        | 3,5                   | 2,8                   | M20 × 1,5             | M12                   | 14,0                  | 16,3                  |

Продолжение табл. 10.9

| Номинальный диаметр | $l_1$ | $l_2$ | $d_{\text{ср}}$ | $b$ | $h$ | $t_1$ | $t_2$ | $d_1$ | $d_2$ | $l_3$ | $l_4$ |
|---------------------|-------|-------|-----------------|-----|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 40                  | 59    | 36    | 37,3            | 10  | 8   | 5,0   | 3,3   | M24×2 | M12   | 14,0  | 16,3  |
| 45                  | 82    | 54    | 42,3            | 12  | 8   | 5,0   | 3,3   | M30×2 | M16   | 21,0  | 23,5  |
| 50                  |       |       | 47,3            | 12  | 8   | 5,0   | 3,3   | M36×2 | M20   | 21,0  | 23,5  |
| 56                  |       |       | 53,3            | 14  | 9   | 5,5   | 3,8   |       |       |       |       |
| 63                  | 105   | 70    | 59,5            | 16  | 10  | 6,0   | 4,3   | M42×3 | M20   | 23,5  | 26,5  |
| 71                  |       |       | 67,5            | 18  | 11  | 7,0   | 4,4   | M48×3 | M24   | 26,0  | 29,3  |
| 80                  |       |       | 75,5            | 20  | 12  | 7,5   | 4,9   | M56×4 | M30   | 32    | 35,9  |
| 90                  | 130   | 90    | 85,5            | 22  | 14  | 9,0   | 5,4   | M64×4 |       |       |       |

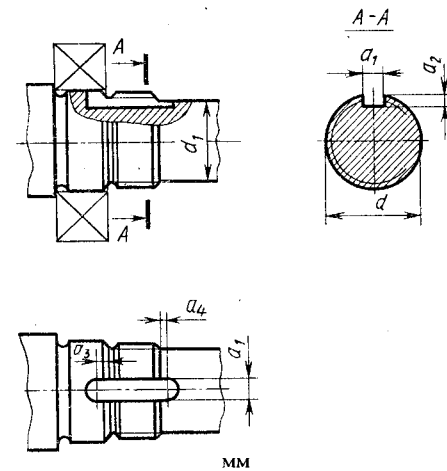
Если осевая фиксация деталей, установленных на 1-ю ступень, осуществляется шестигранной или круглой гайкой с многолапчатой шайбой (см. рис. А2, А9), то для выхода инструмента при нарезании резьбы выполняют канавки (табл. 10.10). Канавки делают также под язычок стопорной многолапчатой шайбы (табл. 10.11). Для облегчения монтажа насаживаемых деталей на торце 1-й ступени выполняют фаску с.

Таблица 10.10. Канавка для выхода резьбонарезного инструмента

| Размеры канавки | Шаг резьбы  |             |             |             |           |
|-----------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-----------|
|                 | 1           | 1,25        | 1,5         | 1,75        | 2         |
| $b$             | 3           | 4           |             |             | 5         |
| $r$             | 1           | 1           |             |             | 1,5       |
| $r_1$           | 0,5         | 0,5         |             |             |           |
| $d_k$           | $d_p - 1,5$ | $d_p - 1,8$ | $d_p - 2,2$ | $d_p - 2,5$ | $d_p - 3$ |

**2. Вторая ступень.** Диаметр ступени  $d_2$  принимается равным диаметру  $d$  внутреннего кольца подшипника, окончательно выбранного в задаче 9 (см. табл. 9.7). Длина ступени  $l_2$  зависит от осевых размеров деталей, входящих в комплект подшипникового узла, расположенного со стороны выходного конца вала (см. рис. 10.4,  $\delta$ ; 10.5,  $\delta$ ; 10.6,  $\delta$ ).

Таблица 10.11. Канавки под язычок стопорной шайбы



| Резьба $d$ | $a_1$ | $a_2$ | $a_3$ | $a_4$ | $d_1$ |
|------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| M20×1,5    | 6     | 2     | 3,5   | 1,0   | 16,5  |
| M22×1,5    | 6     | 2     | 3,5   | 1,0   | 18,5  |
| M24×1,5    | 6     | 2     | 3,5   | 1,0   | 20,5  |
| M27×1,5    | 6     | 3     | 4,0   | 1,5   | 23,5  |
| M30×1,5    | 6     | 3     | 4,0   | 1,5   | 26,5  |
| M33×1,5    | 6     | 3     | 4,0   | 1,5   | 29,5  |
| M36×1,5    | 6     | 3     | 4,0   | 1,5   | 32,5  |
| M39×1,5    | 6     | 3     | 4,0   | 1,5   | 35,5  |
| M42×1,5    | 8     | 3     | 5,0   | 1,5   | 38,5  |
| M45×1,5    | 8     | 3     | 5,0   | 1,5   | 41,5  |
| M48×1,5    | 8     | 3     | 5,0   | 1,5   | 44,5  |
| M52×1,5    | 8     | 3     | 5,0   | 1,5   | 48,0  |
| M56×2,0    | 8     | 3     | 5,0   | 1,5   | 52,0  |
| M60×2,0    | 8     | 3     | 6,0   | 1,5   | 56,0  |

Для быстроходного вала конического редуктора диаметр  $d_2$  определяется по эскизной компоновке (см. рис. 7.3), а длина  $l_2$  рассчитывается по осевым размерам крышки подшипникового узла и уплотнения (см. рис. 10.5,  $\delta$ ).

В любом случае длина ступени  $l_2$  должна быть достаточной, чтобы обеспечить упор в ее торец элемента открытой передачи или муфты.

### 3. Третья ступень.

а) Для тихоходных валов (см. рис. 10.13).

Диаметр ступени  $d_3 = d_2 + 3,2r$ , где  $r$  — координата фаски внутреннего кольца подшипника (см. табл. К27...К30). Длина ступени  $l_3$  может быть выполнена больше длины ступицы колеса  $l_{\text{ст}}$ , и тогда распорная втулка между торцом внутреннего кольца подшипника и торцом ступицы колеса ставится на

3-ю ступень (см. рис. А10; 10.13,б). При этом следует предусмотреть зазор  $C$  между торцами 3-й ступени и внутреннего кольца подшипника. Если  $l_3$  выполняется меньше  $l_{ст}$ , то распорная втулка ставится на 4-ю ступень (см. рис. 10.13,а, в) или на 2-ю и 4-ю ступени (см. рис. 10.13,г) с зазором  $C$  между буртиком ступени и торцем втулки.

Шпоночный паз на 3-й ступени располагают со стороны паза 1-й ступени. Ширину шпоночного паза  $b$  для удобства обработки следует принять одинаковой для 1-й и 3-й ступеней исходя из меньшего диаметра.

б) Для вала-шестерни цилиндрической и червячного вала (см. рис. 10.10; 10.12).

Цилиндрическая шестерня и нарезная часть червячного вала находятся на 3-й ступени. На чертежах таких валов изображают выход резьбы (см. рис. 10.10,б—г; 10.12,в). Величина выхода  $l_\phi$  зависит от модуля зацепления  $m$  и внешнего диаметра фрезы  $D_\phi$  (табл. 10.12) и определяется графически.

Таблица 10.12. Внешний диаметр фрезы, мм

| Модуль зацепления $m$ |                     |        | 2...2,25 | 2,5...2,75 | 3...3,75 | 4...4,5 | 5...5,5 | 6...7 |
|-----------------------|---------------------|--------|----------|------------|----------|---------|---------|-------|
| $D_\phi$              | Степень<br>точности | 7      | 90       | 100        | 112      | 125     | 140     | 160   |
|                       |                     | 8...10 | 70       | 80         | 90       | 100     | 112     | 125   |

Диаметр 3-й ступени определяется в зависимости от диаметра 2-й ступени и координаты фаски внутреннего кольца подшипника  $r$  (см. табл. К27...К30):  $d_3 = d_2 + 3,2r$ , и должен обеспечить свободный выход фрезы. Длина ступени  $l_3$  определяется при конструировании всего узла быстроходного вала в целом (см. рис. 10.4...10.6).

Конструкция 3-й ступени вала-шестерни цилиндрической и червячного вала зависит от передаточного числа редуктора  $u$  и межосевого расстояния  $a_w$ . При небольшом  $u$  и относительно большом  $a_w$  получается  $d_3 \leq d_{f1}$  (см. рис. 10.10,а; 10.12,а); при большом  $u$  и относительно малом  $a_w$  будет  $d_3 > d_{f1}$ , и тогда конструкцию 3-й ступени выполняют по одному из вариантов на рис. 10.10,б, в; 10.12,в, предусматривающих участки выхода фрезы. В случае если наружный диаметр шестерни (червяка)  $d_{a1}$  окажется меньше  $d_3$ , третью ступень обтачивают под диаметр  $d_{a1}$ . Участок выхода фрезы допускается распространить и на образовавшуюся при этом упорную ступень (буртик) для подшипника (см. рис. 10.10,г; 10.12,в).

в) Для вала-шестерни конической.

Диаметр 3-й ступени (буртика)  $d_3 = d_2 + 3,2r$ , а ширина  $b_3 \approx 0,5m_{te}$ ; длина ступени  $l_3$  определяется графически (см.

рис. 7.1, 7.3). При больших передаточных числах ( $u > 3,15$ ) шестерня получается малых размеров, и тогда  $d_3 \geq d_{fe1}$ . В этих случаях не удается создать упорный буртик и его конструируют аналогично рис. 10.11,б, в. Возможен вариант исполнения 3-й ступени с диаметром  $d_3 = d_4$ . При этом получается гладкий вал с минимальным числом уступов (см. рис. А17, 10.5).

**4. Четвертая ступень.** Диаметр 4-й ступени  $d_4$  равен диаметру  $d_2$  2-й ступени под подшипник, а ее длина  $l_4$  зависит от осевых размеров деталей, входящих в комплект подшипникового узла, расположенного со стороны глухой крышки (см. 10.4, рис. 10.4,д; 10.5,д; 10.6,д).

Для быстроходного вала конического редуктора (см. рис. 10.11) на 4-й ступени устанавливают оба подшипника и ее диаметр  $d_4$  равен диаметру  $d$  внутреннего кольца подшипника. Длина ступени  $l_4$  определяется геометрически на эскизной компоновке (см. рис. 7.3) и уточняется при конструировании вала на конструктивной компоновке (см. рис. 10.5,б).

**5. Пятая ступень.** Для тихоходных валов эта ступень предотвращает осевое смещение колеса (см. рис. А1...А4). Диаметр ступени  $d_5 = d_3 + 3f$ , где  $f$ —фаска ступицы колеса (см. табл. 10.6); длина ступени  $l_5$  определяется графически на конструктивной компоновке. В червячных и цилиндрических редукторах в ряде случаев вместо 5-й ступени тихоходного вала устанавливают распорную втулку на 2-й или 3-й ступени (см. рис. А9, А10, А12).

Для быстроходного вала конического редуктора на 5-й ступени устанавливается регулирующая гайка с мелкой метрической резьбой. Диаметр ступени  $d_5$  и ее длина  $l_5$  определяются по табл. 7.1 и уточняются при конструировании вала на конструктивной компоновке (см. рис. 10.5,б).

После конструирования валов размеры диаметров и длин всех ступеней принимают по стандарту (см. табл. 13.15).

### 10.3. Выбор соединений

(рис. 10.4,в, е; 10.5,в, е; 10.6,в, е)

Для соединения валов с деталями, передающими вращающий момент (колесами, элементами открытых передач, муфтами), применяют шпонки и посадки с натягом. При курсовом проектировании кроме выбора шпоночных соединений вала с колесом, муфтой, элементом открытой передачи рассчитывают также соединение с натягом колеса с 3-й ступенью тихоходного вала.

**1. Шпоночные соединения** (см. рис. А1...А18). В индивидуальном и мелкосерийном производстве используют главным образом призматические шпонки, изготовленные из чистой углеродистой стали с  $\sigma_s \geq 600$  Н/мм<sup>2</sup> (чаще всего из стали 45). Длину шпонки выбирают из стандартного ряда  $R_{d40}$  (см. табл. 13.15)

так, чтобы она была меньше длины ступицы насаживаемой детали на 5...10 мм. Сечение шпонки ( $b \times h$ ) выбирается по величине соответствующего диаметра ступени по табл. К42.

Шпоночное соединение трудоемко в изготовлении. При передаче вращающего момента оно характеризуется значительными местными деформациями вала и ступицы колеса в районе шпоночного паза, что снижает усталостную прочность вала. Его применяют в случаях, когда для заданного момента не удастся подобрать посадку с натягом из-за недостаточной прочности материала колеса или по технологическим возможностям.

При передаче вращающего момента шпоночным соединением применение посадок колеса на вал с зазором недопустимо, а посадок переходных крайне нежелательно, так как происходит обкатывание со скольжением поверхностей вала и отверстия колеса, которое приводит к износу. Поэтому на посадочных поверхностях вала и отверстия колеса следует создавать натяг. При этом рекомендуются посадки:

для цилиндрических прямозубых колес  $H7/p6$  ( $H7/r6$ );

для цилиндрических косозубых и червячных колес  $H7/r6$  ( $H7/s7$ );

для конических колес  $H7/s7$  ( $H7/t6$ ).

Посадки с большим натягом (в скобках)—для колес реверсивных передач. Посадки призматических шпонок, применяемых в проектируемых редукторах, регламентированы ГОСТ 23360—78, по которому поле допуска ширины шпонки определено  $p9$ , а поле допуска ширины шпоночного паза— $P9$  (см. рис. 13.7...13.13).

**2. Соединение с натягом** (см. рис. 10.13, д; 10.16; А8). Эти соединения имеют упрощенную технологию изготовления за счет отсутствия шпонки и двух пазов в сопрягаемых деталях; они нечувствительны к реверсивным нагрузкам, хорошо воспринимают динамические нагрузки. Обеспечивают хорошее базирование, исключают ослабление вала шпоночным пазом. Недостаток этих соединений—трудоемкость сборки, сложность контроля качества соединения.

Расчет (подбор) посадки с натягом проводится в следующем порядке.

а) Определить среднее контактное давление  $p_m$ , Н/мм<sup>2</sup>, на посадочной поверхности:

$$p_m = K \sqrt{F_a^2 + (2T \cdot 10^3 / d)^2} / (\pi d l f),$$

где  $K$ —коэффициент запаса сцепления деталей (в зависимости от ответственности соединения принимают  $K=2...4,5$ ). Для валов с консольной нагрузкой принимают:  $K=3$ —на конце вала установлена муфта;  $K=3,5$ —звездочка цепной передачи или шестерня;  $K=4$ —шкив ременной передачи;  $f$ —коэффициент трения (табл. 10.13);  $d$  и  $l$ —соответственно диаметр и длина

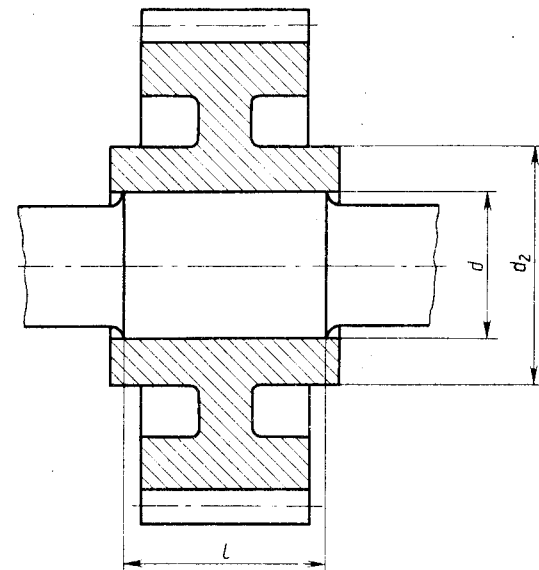


Рис. 10.16. Соединение зубчатого колеса с валом с натягом

посадочной поверхности, мм;  $T$ —вращающий момент, Н·м (см. табл. 2.5);  $F_a$ —осевая сила в зацеплении  $H$  (см. табл. 6.1).

Как показал анализ, влияние осевой силы  $F_a$  на величину среднего контактного давления  $p_m$  незначительно (с учетом осевой силы давление для цилиндрических и червячных колес увеличивается в  $\sim 1,005$  раза, а для конических колес с круговыми зубьями в  $\sim 1,02$  раза).

Тогда среднее контактное давление следует определять по формуле

$$p_m = \frac{2KT \cdot 10^3}{\pi d^2 l f}.$$

б) Определить коэффициенты  $C_1$  и  $C_2$ :

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu; \quad C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu,$$

где  $d$ —посадочный диаметр, мм;  $d_1$ —диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала  $d_1=0$ ), мм;  $d_2$ —диаметр охватывающей детали, мм (см. рис. 10.16);  $\mu_1$  и  $\mu_2$ —коэффициенты Пуассона охватываемой и охватывающей деталей (табл. 10.14).

в) Определить деформацию деталей  $\Delta$ , мкм:

$$\Delta = p_m d \cdot 10^3 (C_1/E_1 + C_2/E_2).$$

где  $E_1$  и  $E_2$  — модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей, Н/мм<sup>2</sup> (табл. 10.14).

г) Определить поправку на обмятие микронеровностей  $u$ , мкм:

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

где  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  — средние арифметические отклонения профиля микронеровностей посадочных поверхностей отверстия и вала. Они назначаются по табл. 13.13 в зависимости от предполагаемых квалитетов точности изготовления отверстия и вала.

д) Определить поправку на температурную деформацию  $\Delta_t$ , мкм.

Температурные деформации следует учитывать при подборе посадки зубчатых венцов червячных колес, которые нагреваются при работе передачи до относительно высоких температур, вследствие чего ослабляется натяг соединения центра и венца колеса:

$$\Delta_t = d[(t_2 - 20^\circ)\alpha_2 - (t_1 - 20^\circ)\alpha_1],$$

где  $t_1$  и  $t_2$  — температуры деталей соединения в процессе работы, °C;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — температурные коэффициенты линейного расширения материала деталей (табл. 10.14).

Таблица 10.13. Коэффициент трения  $f$  при посадках с натягом

| Материал               | Сборка прессованием            |                                       | Сборка нагревом — $f_n$ |
|------------------------|--------------------------------|---------------------------------------|-------------------------|
|                        | при расчетах сцепления — $f_c$ | при расчетах силы запрессовки — $f_n$ |                         |
| Сталь — сталь          | 0,08                           | 0,20                                  | 0,14                    |
| Сталь — чугун          | 0,08                           | 0,14                                  | 0,14                    |
| Сталь — бронза, латунь | 0,05                           | 0,10                                  | 0,07                    |
| Чугун — бронза, латунь | 0,05                           | 0,08                                  | 0,07                    |

Таблица 10.14. Коэффициент Пуассона  $\mu$ , модуль упругости  $E$ , температурный коэффициент линейного расширения  $\alpha$

| Материал                      | $\mu$ | $E$ , Н/мм <sup>2</sup> | $\alpha$ , °C <sup>-1</sup> |
|-------------------------------|-------|-------------------------|-----------------------------|
| Сталь                         | 0,3   | $2,1 \cdot 10^5$        | $12 \cdot 10^{-6}$          |
| Чугун                         | 0,25  | $0,9 \cdot 10^5$        | $10 \cdot 10^{-6}$          |
| Оловянистая бронза            | 0,35  | $0,8 \cdot 10^5$        | $19 \cdot 10^{-6}$          |
| Безоловянистая бронза, латунь | 0,35  | $1,0 \cdot 10^5$        | $19 \cdot 10^{-6}$          |

е) Определить минимальный требуемый натяг  $[N]_{\min}$ , мкм, для передачи вращающего момента:

$$[N]_{\min} \geq \Delta + u + \Delta_t.$$

ж) Определить максимальное контактное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали  $[p]_{\max}$ , Н/мм<sup>2</sup>:

$$[p]_{\max} = 0,5\sigma_{T2}[1 - (d/d_2)^2],$$

где  $\sigma_{T2}$  — предел текучести материала охватывающей детали, Н/мм<sup>2</sup> (см. табл. 3.2; 3.5).

з) Определить максимальную деформацию соединения, допускаемую прочностью охватывающей детали  $[\Delta]_{\max}$ , мкм:

$$[\Delta]_{\max} = [p]_{\max} \Delta p.$$

и) Определить максимальный допускаемый натяг соединения, гарантирующий прочность охватывающей детали  $[N]_{\max}$ , мкм:

$$[N]_{\max} \leq [\Delta]_{\max} + u.$$

к) По значениям  $[N]_{\min}$  и  $[N]_{\max}$  из табл. 10.15 выбрать стандартную посадку, у которой  $N_{\min} \geq [N]_{\min}$ , а  $N_{\max} \leq [N]_{\max}$ .

л) Определить давление от максимального натяга  $N_{\max}$  выбранной посадки  $p_{\max}$ , Н/мм<sup>2</sup>:

$$p_{\max} = (N_{\max} - u)p/\Delta.$$

м) Для выбранной посадки определить силу запрессовки или температуру нагрева (охлаждения) детали: сила запрессовки  $F_n$ , Н:

$$F_n = \pi d l p_{\max} f_n,$$

где  $f_n$  — коэффициент трения при прессовании (см. табл. 10.13); температура нагрева охватывающей детали  $t_n$ , °C:

$$t_n = 20^\circ + \frac{N_{\max} + z_{c6}}{d \cdot 10^3 \alpha} \leq [t].$$

Для предотвращения структурных изменений в материале температура нагрева  $t_n$  должна быть меньше допускаемой:  $[t] = 230 \dots 240^\circ \text{C}$  — для стали;  $[t] = 150 \dots 200^\circ \text{C}$  — для бронзы.

Температура охлаждения охватываемой детали  $t_0$ , °C:

$$t_0 = 20^\circ - \frac{N_{\max} + z_{c6}}{d \cdot 10^3 \alpha},$$

где  $z_{c6}$  — дополнительный зазор для облегчения сборки, принимают:

|                     |         |          |           |
|---------------------|---------|----------|-----------|
| $d$ , мм.....       | 30...80 | 80...180 | 180...400 |
| $z_{c6}$ , мкм..... | 10      | 15       | 20        |

**Пример.** Подобрать прессовую посадку, обеспечивающую соединение зубчатого колеса с валом (см. рис. 10.16). Соединение нагружено вращающим моментом  $T = 260 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Диаметр и длина посадочной поверхности соответственно  $d = 75 \text{ мм}$ ,  $l = 110 \text{ мм}$ ; условный наружный диаметр ступицы колеса  $d_2 = 115 \text{ мм}$ ; вал сплошной —  $d_1 = 0$ . Материал зубчатого колеса и вала — сталь 45; предел текучести материала колеса  $\sigma_{T2} = 540 \text{ Н/мм}^2$ . Сборка прессованием; коэффициент запаса сцепления  $K = 3$ . Коэффициенты трения при расчетах: сцепления —  $f_c = 0,08$ , запрессовки —  $f_n = 0,2$ .

Таблица 10.15. Выбор посадок по значению натягов  $N_{\min}$  и  $N_{\max}$ , мкм

| Интервалы диаметров свыше...до | $\frac{H7}{p6}$ | $\frac{H7}{r6}$  | $\frac{H8}{s7}$   | $\frac{H7}{s6}$   | $\frac{H7}{s7}$   | $\frac{H7}{r6}$   | $\frac{H8}{u8}$   | $\frac{H7}{u7}$   | $\frac{H8}{x8}$   | $\frac{H8}{z8}$   | $\frac{H8}{za8}$   |
|--------------------------------|-----------------|------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|--------------------|
| 30...40                        | $\frac{7}{36}$  | $\frac{15}{44}$  | $\frac{13}{59}$   | $\frac{24}{53}$   | $\frac{25}{61}$   | $\frac{29}{58}$   | $\frac{32}{88}$   | $\frac{42}{78}$   | $\frac{52}{107}$  | $\frac{84}{140}$  | $\frac{120}{175}$  |
| 40...50                        | $\frac{7}{36}$  | $\frac{15}{44}$  | $\frac{13}{59}$   | $\frac{24}{53}$   | $\frac{25}{61}$   | $\frac{35}{64}$   | $\frac{42}{98}$   | $\frac{52}{88}$   | $\frac{69}{125}$  | $\frac{108}{164}$ | $\frac{152}{207}$  |
| 50...65                        | $\frac{9}{44}$  | $\frac{18}{53}$  | $\frac{18}{72}$   | $\frac{30}{65}$   | $\frac{32}{74}$   | $\frac{43}{78}$   | $\frac{56}{119}$  | $\frac{66}{108}$  | $\frac{90}{154}$  | $\frac{140}{204}$ | $\frac{193}{258}$  |
| 65...80                        | $\frac{9}{44}$  | $\frac{20}{55}$  | $\frac{24}{78}$   | $\frac{36}{71}$   | $\frac{38}{80}$   | $\frac{52}{87}$   | $\frac{70}{134}$  | $\frac{81}{123}$  | $\frac{114}{178}$ | $\frac{178}{242}$ | $\frac{241}{306}$  |
| 80...100                       | $\frac{10}{51}$ | $\frac{24}{65}$  | $\frac{29}{93}$   | $\frac{44}{85}$   | $\frac{46}{96}$   | $\frac{64}{105}$  | $\frac{86}{162}$  | $\frac{99}{149}$  | $\frac{140}{216}$ | $\frac{220}{296}$ | $\frac{297}{373}$  |
| 100...120                      | $\frac{10}{51}$ | $\frac{27}{68}$  | $\frac{37}{101}$  | $\frac{52}{93}$   | $\frac{54}{104}$  | $\frac{77}{118}$  | $\frac{106}{182}$ | $\frac{119}{169}$ | $\frac{172}{248}$ | $\frac{272}{348}$ | $\frac{362}{438}$  |
| 120...140                      | $\frac{12}{59}$ | $\frac{32}{79}$  | $\frac{43}{117}$  | $\frac{61}{108}$  | $\frac{64}{120}$  | $\frac{91}{138}$  | $\frac{126}{214}$ | $\frac{142}{193}$ | $\frac{204}{292}$ | $\frac{320}{410}$ | $\frac{425}{514}$  |
| 140...160                      | $\frac{12}{59}$ | $\frac{34}{81}$  | $\frac{51}{125}$  | $\frac{69}{116}$  | $\frac{72}{128}$  | $\frac{103}{150}$ | $\frac{155}{243}$ | $\frac{171}{227}$ | $\frac{236}{324}$ | $\frac{370}{460}$ | $\frac{490}{579}$  |
| 160...180                      | $\frac{12}{59}$ | $\frac{37}{84}$  | $\frac{59}{133}$  | $\frac{77}{124}$  | $\frac{80}{136}$  | $\frac{115}{162}$ | $\frac{166}{254}$ | $\frac{182}{238}$ | $\frac{266}{354}$ | $\frac{420}{510}$ | $\frac{555}{644}$  |
| 180...200                      | $\frac{14}{69}$ | $\frac{41}{95}$  | $\frac{66}{152}$  | $\frac{86}{140}$  | $\frac{89}{155}$  | $\frac{130}{184}$ | $\frac{185}{287}$ | $\frac{203}{269}$ | $\frac{299}{401}$ | $\frac{469}{571}$ | $\frac{619}{721}$  |
| 200...225                      | $\frac{14}{69}$ | $\frac{44}{98}$  | $\frac{74}{160}$  | $\frac{94}{148}$  | $\frac{97}{163}$  | $\frac{144}{198}$ | $\frac{207}{309}$ | $\frac{225}{291}$ | $\frac{334}{436}$ | $\frac{524}{626}$ | $\frac{689}{791}$  |
| 225...250                      | $\frac{14}{69}$ | $\frac{47}{101}$ | $\frac{84}{170}$  | $\frac{104}{158}$ | $\frac{107}{173}$ | $\frac{160}{214}$ | $\frac{233}{335}$ | $\frac{251}{317}$ | $\frac{374}{476}$ | $\frac{589}{691}$ | $\frac{769}{871}$  |
| 250...280                      | $\frac{15}{77}$ | $\frac{53}{115}$ | $\frac{95}{191}$  | $\frac{117}{179}$ | $\frac{121}{195}$ | $\frac{177}{239}$ | $\frac{258}{372}$ | $\frac{278}{352}$ | $\frac{418}{532}$ | $\frac{653}{767}$ | $\frac{863}{977}$  |
| 280...315                      | $\frac{15}{77}$ | $\frac{57}{119}$ | $\frac{107}{203}$ | $\frac{129}{191}$ | $\frac{133}{207}$ | $\frac{199}{261}$ | $\frac{293}{407}$ | $\frac{313}{387}$ | $\frac{468}{582}$ | $\frac{733}{847}$ | $\frac{943}{1057}$ |

Примечание. Значения  $N_{\min}$  и  $N_{\max}$  вероятностных натягов подсчитаны по формулам, учитывающим рассеяние размеров вала и отверстия и, как следствие, рассеяние натяга.

1. Определяем среднее контактное давление:

$$p_m = 2KT \cdot 10^3 / (\pi d^2 f_c) = 2 \cdot 3 \cdot 260 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 75^2 \cdot 110 \cdot 0,08) = 10,03 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Определяем коэффициенты  $C_1$  и  $C_2$ :

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu; \quad C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu.$$

Так как  $d_1 = 0$ , то  $C_1 = 1 - 0,3 = 0,7$ ;  $C_2 = \frac{1 + (75/115)^2}{1 - (75/115)^2} + 0,3 = 2,48$ .

3. Определяем деформацию деталей:

$$\Delta = p_m d \cdot 10^3 (C_1/E_1 + C_2/E_2) = 10,03 \cdot 75 \cdot 10^3 (0,7/2,1 \cdot 10^5 + 2,48/2,1 \cdot 10^5) = 11,39 \text{ мкм}.$$

4. Определяем поправку на обмятие микронеровностей. Предварительно предполагаем, что точность изготовления вала и отверстия будет соответствовать 7-му качеству; по табл. 13.13 принимаем значения  $R_{a1} = 1,6$ ;  $R_{a2} = 1,6$ .

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}) = 5,5(1,6 + 1,6) = 17,6 \text{ мкм}.$$

5. Определяем минимальный требуемый натяг:

$$[N]_{\min} \geq \Delta + u + \Delta_t = 11,39 + 17,6 + 0 = 28,99 \text{ мкм}.$$

Для зубчатых передач поправку на температурную деформацию не подсчитывают, принимая  $\Delta_t = 0$ .

6. Определяем максимальное контактное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали:

$$[p]_{\max} = 0,5\sigma_{T2} [1 - (d_1/d_2)^2] = 0,5 \cdot 540 [1 - (75/115)^2] = 155,16 \text{ Н/мм}^2.$$

7. Определяем максимальную деформацию, допускаемую прочностью охватывающей детали:

$$[\Delta]_{\max} = [p]_{\max} \Delta / p = 155,16 \cdot 11,39 / 10,03 = 176,2 \text{ мкм}.$$

8. Определяем максимальный допускаемый натяг, гарантирующий прочность охватывающей детали:

$$[N]_{\max} \leq [\Delta]_{\max} + u = 176,2 + 17,6 = 193,8 \text{ мкм}.$$

9. По табл. 10.15 выбираем посадку  $H7/s6$ , для которой

$$N_{\min} = 36 \text{ мкм} > [N]_{\min} \text{ и } N_{\max} = 71 \text{ мкм} < [N]_{\max}.$$

10. Определяем давление от максимального натяга  $N_{\max}$  выбранной посадки:

$$p_{\max} = (N_{\max} - u) / \Delta = (71 - 17,6) / 10,03 / 11,39 = 47,02 \text{ Н/мм}^2.$$

11. Определяем силу запрессовки для выбранной посадки:

$$F_n = \pi d l p_{\max} f_n = 3,14 \cdot 75 \cdot 110 \cdot 47,02 \cdot 0,20 = 243734,18 \text{ Н} = 243,73 \text{ кН}.$$

Таким образом, для сборки соединения требуется пресс, развивающий силу 250 кН.

#### 10.4. Конструирование подшипниковых узлов (рис. 10.4, в — д; 10.5, в — д; 10.6, в — д)

Конструктивное оформление подшипниковых узлов (опор) редуктора зависит от типа подшипников, схемы их установки, вида зацепления редукторной пары и способа смазывания подшипников и колес (см. 10.8).

Основным изделием подшипникового узла является подшипник. Помимо этого комплект деталей узла может включать:

детали крепления колец подшипников на валу и в корпусе; крышки и компенсаторные кольца; стаканы; уплотнения (наружные и внутренние); регулирующие устройства.

В пп. 1...7 рассмотрены схемы установок и выбор посадок подшипников, а также рекомендации по конструированию и выбору отдельных комплектующих деталей подшипниковых узлов; в п. 8 приводятся правила вычерчивания внутренней конструкции подшипников.

**1. Схемы установки подшипников.** Типы подшипников подобраны в задаче 7 и их пригодность для каждого вала проверена в задаче 9. При этом вал с опорами должен представлять статически определимую систему в виде балки с одной шарнирно-подвижной (*плавающей*) опорой для предотвращения защемления в подшипниках от температурных деформаций вала и одной шарнирно-неподвижной (*фиксирующей*) опорой, препятствующей осевому смещению вала.

*Плавающие опоры* допускают осевое перемещение вала от температурных деформаций в любом направлении и воспринимают только радиальные нагрузки (см. рис. 10.17, 10.18). Если в зацеплении действуют радиальная  $F_r$  и осевая  $F_a$  силы, то в качестве плавающей выбирают более нагруженную опору; если в зацеплении действует только радиальная сила, то плавающая — менее нагруженная опора.

*Фиксирующие опоры* ограничивают перемещение вала в одном (см. рис. 10.19...10.23) или обоих направлениях (см. рис. 10.17, 10.18) и воспринимают радиальную и осевую нагрузки.

Таким образом, *осевое фиксирование валов осуществляется различными способами установки подшипников в плавающих и фиксирующих опорах.*

**Схема 1. Осевое фиксирование вала в одной опоре одним подшипником (рис. 10.17)**

**Плавающая опора.** Внутреннее кольцо подшипника с обоих торцов закреплено на валу. Наружное кольцо в корпусе не закреплено и допускает осевое перемещение вала в обоих направлениях.

**Фиксирующая опора.** Внутреннее кольцо подшипника с обоих торцов закреплено на валу. Наружное кольцо также с двусторонним закреплением в корпусе ограничивает осевое перемещение вала в обоих направлениях.

**Типы подшипников.** Радиальные однорядные шариковые и роликовые и двухрядные сферические. Любой из типов подшипников плавающей опоры может быть применен с любым типом подшипника фиксирующей. В проектируемых редукторах приняты радиальные однорядные шарикоподшипники.

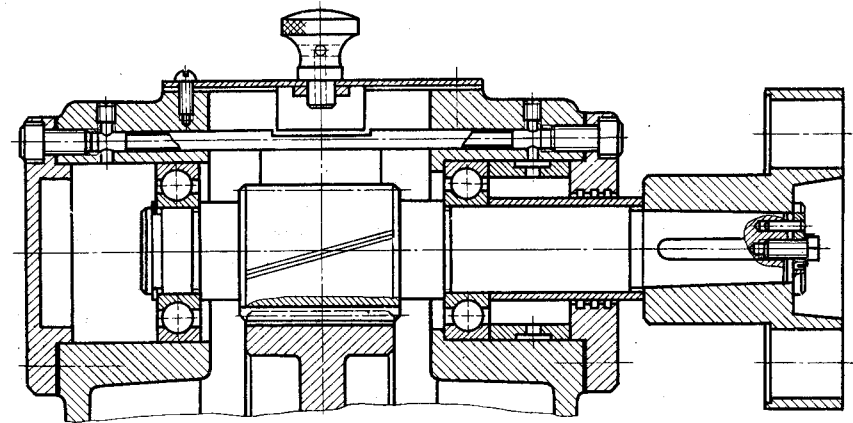


Рис. 10.17. Установка радиальных шарикоподшипников по схеме 1: правая опора — фиксирующая, левая — плавающая

**Достоинства:** а) температурные удлинения вала не вызывают защемления тел качения в подшипниках; б) не требуется точного расположения посадочных мест подшипников по длине вала. **Недостатки:** а) малая жесткость опор и связанное с этим увеличение прогибов валов и деформация сидящих на них деталей; б) относительная сложность конструкции фиксирующей опоры из-за необходимости крепления подшипника как на валу, так и в корпусе.

**Применение.** При любых расстояниях между опорами, значительных температурных деформациях вала и невысоких требованиях к жесткости опор и вала. В проектируемых приводах схему 1 применяют ограниченно (в цилиндрических редукторах при  $a_w > 180$  мм — см. рис. А3).

**Схема 2. Осевое фиксирование вала в одной опоре двумя подшипниками (см. рис. 10.18)**

Закрепление внутренних и наружных колец подшипников на валу и в корпусе плавающей и фиксирующей опор такое же, как и в схеме 1.

**Типы подшипников.** В плавающей опоре — радиальные однорядные шариковые и роликовые, а также двухрядные сферические. В фиксирующей опоре — сдвоенные одинарные радиальные и радиально-упорные. Любой из подшипников плавающей опоры может быть применен с любым из типов подшипников фиксирующей опоры. Подшипники фиксирующей опоры устанавливают в стаканы. В проектируемых редукторах приняты: в плавающей опоре радиальные

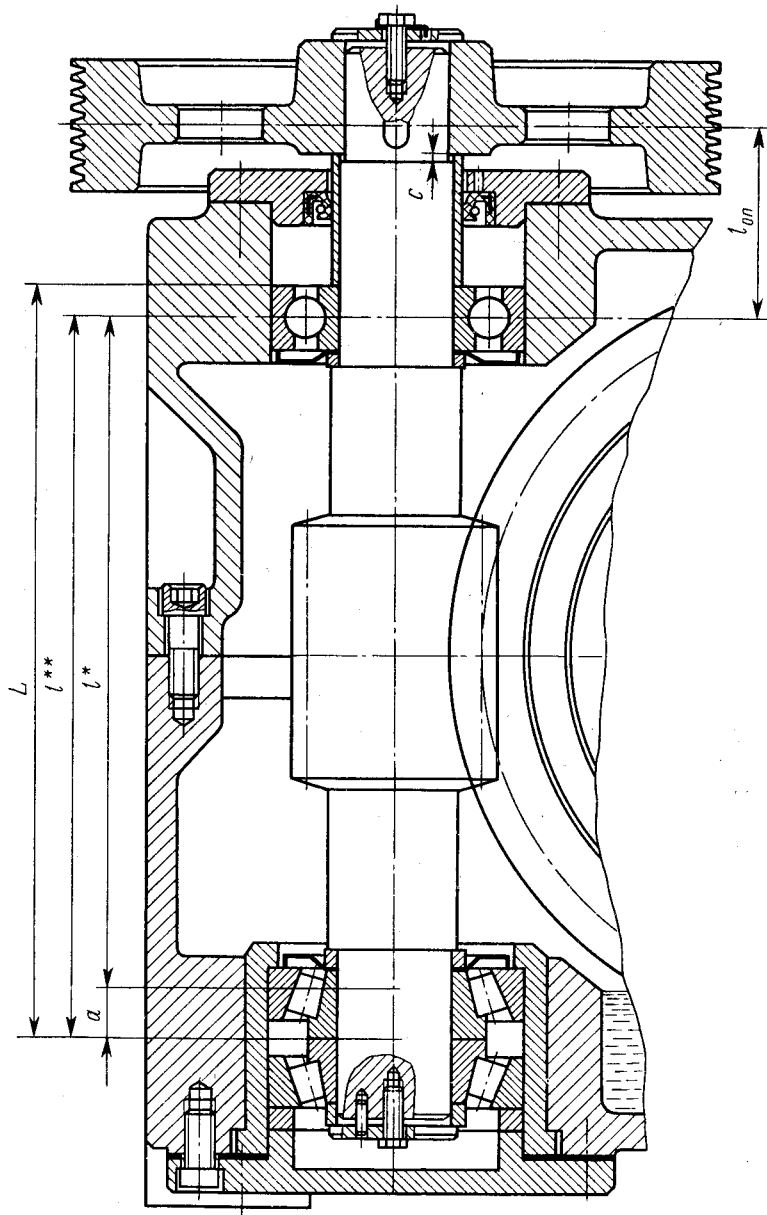


Рис. 10.18. Установка подшипников по схеме 2: нижняя опора — фиксирующая на двух конических роликоподшипниках; верхняя — плавающая (радиальный шарикоподшипник);  $l^*$  — расстояние между точками приложения реакций, когда у сдвоенного подшипника работает один ряд тел качения;  $l^{**}$  — работают оба ряда (см. 9.1, п. 3)

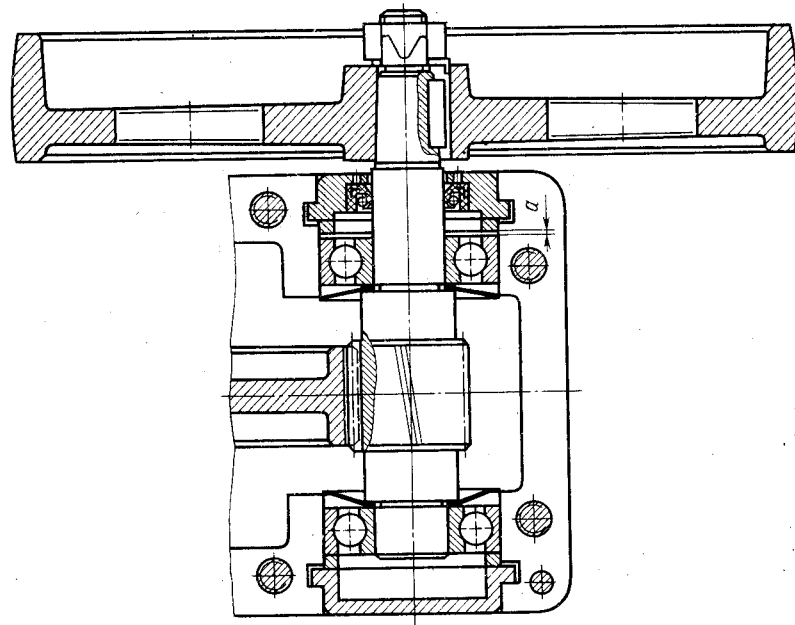


Рис. 10.19. Установка радиальных шарикоподшипников по схеме 3 — враспор; обе опоры фиксирующие, крышки врезные

однорядные шарикоподшипники; в фиксирующей — сдвоенные одинарные радиально-упорные шариковые и роликовые конические.

**Достоинства и недостатки** схемы 2 такие же, как и схемы 1, но при этом схема 2 характеризуется большей жесткостью фиксирующей опоры.

**Применение.** При любых расстояниях между опорами, значительных температурных деформациях вала и высоких требованиях к жесткости опор и вала. В проектируемых приводах схему 2 применяют ограниченно (на быстроходных валах червячных редукторов при  $a_w > 160$  мм — см. рис. А4, А6, А8, А10).

Схема 3. Осовое фиксирование вала в двух опорах — враспор (см. рис. 10.19...10.22)

Обе опоры конструируют одинаково, при этом каждый подшипник ограничивает осевое перемещение вала в одном направлении. Внутренние кольца подшипников закрепляют на валу упором в буртики 3-й или 5-й ступени вала либо в торцы других деталей\*, установленных на 2-й или 4-й

\* Торцы распорных колец, мазеудерживающих, маслоотбойных и уплотнительных шайб (см. рис. А13, А16, А18 и т. п.).

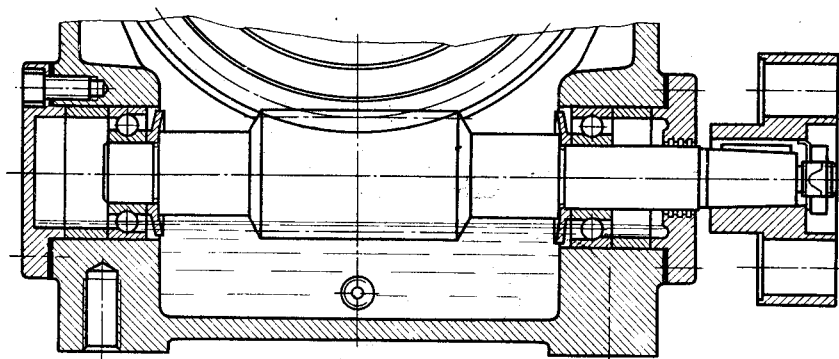


Рис. 10.20. Установка радиально-упорных шарикоподшипников по схеме 3—враспор; обе опоры фиксирующие, регулирование подшипников—прокладками

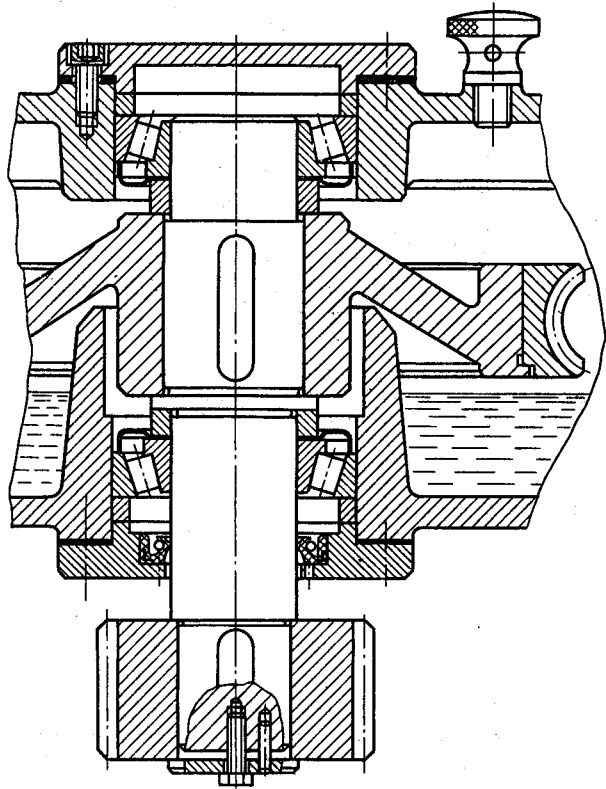


Рис. 10.21. Установка конических роликоподшипников по схеме 3—враспор; обе опоры фиксирующие, крышки торцовые, регулирование подшипников—прокладками

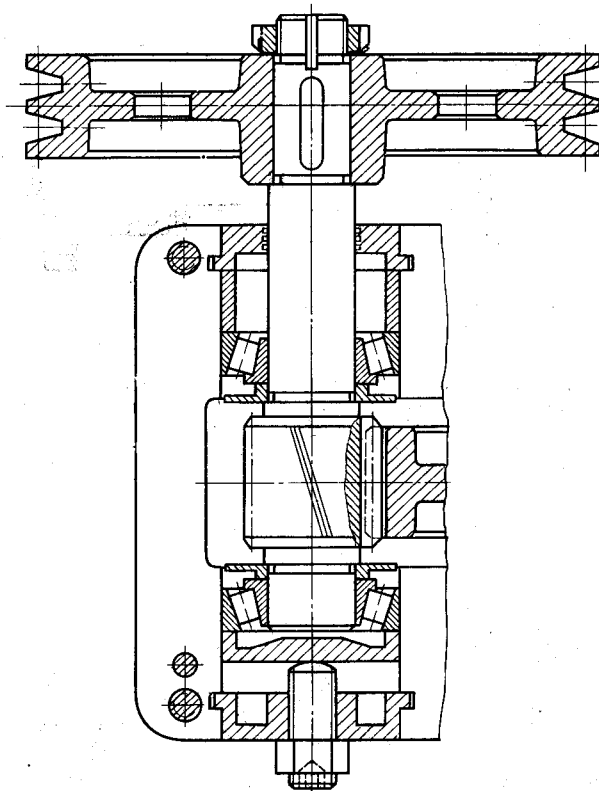


Рис. 10.22. Установка конических роликоподшипников по схеме 3—враспор; обе опоры фиксирующие, крышки врезные, регулирование подшипников—винтом

ступени. Наружные кольца подшипников закреплены от осевого смещения упором в торцы крышек или других деталей\*, установленных в подшипниковом гнезде. Кольца радиально-упорных подшипников обеих опор располагают широкими торцами наружу.

*Типы подшипников.* В проектируемых редукторах приняты радиальные однорядные шариковые и радиально-упорные шариковые и роликовые конические подшипники. Если в опорах применены радиальные подшипники, то для компенсации тепловых деформаций сравнительно коротких (до 300 мм) валов между торцом наружного кольца и крышкой

\* Торцы регулировочных винтов, шайб или распорных колец (см. рис. А4, А7, А14 и т. п.).

устанавливают зазор  $a=0,2...0,5$  мм (на сборочных чертежах редукторов зазор  $a$  не показывают). При установке радиально-упорных подшипников для предотвращения защемления в телах качения от температурных деформаций вала предусматривают осевую регулировку зазоров в подшипнике (см. п. 7).

**Достоинства:** а) возможность регулировки подшипников; б) простота конструкции опор (отсутствие стаканов и других дополнительных деталей). **Недостатки:** а) вероятность защемления тел качения в опорах вследствие температурных деформаций; б) более жесткие допуски на осевые размеры вала и ширину корпуса.

**Применение.** При небольших расстояниях между опорами  $l \leq (6...8)d$ . Меньшие значения относятся к роликовым, большие — к шариковым радиально-упорным подшипникам. Для радиальных подшипников  $l \geq 10d$  (см. рис. 7.6). В разрабатываемых проектах схема 3 предпочтительна и широко применяется для быстроходных и тихоходных валов цилиндрических и червячных редукторов (для вала-червяка при  $a_w < 160$  мм), а также для тихоходных валов конических редукторов.

Схема 4. Осевое фиксирование вала в двух опорах — врастяжку (см. рис. 10.23, 10.24)

Обе опоры конструируют одинаково, при этом каждый подшипник ограничивает осевое перемещение вала в одном направлении. Внутреннее кольцо одного подшипника (на рисунках — левого) упирают в регулировочную гайку, при этом его посадку для возможности перемещения по валу не ослабляют; внутреннее кольцо другого упирают в буртик третьей ступени или торцы других деталей\*, установленных на валу. Наружные кольца подшипников упирают широкими торцами в буртики отверстия корпуса (или стакана — см. рис. 10.24) или применяют подшипники с бортами на наружном кольце (рис. 10.23).

**Типы подшипников.** В проектируемых редукторах приняты радиально-упорные шариковые и роликовые конические подшипники.

**Достоинства:** а) возможность регулирования опор; б) малая вероятность защемления тел качения в опорах при температурных деформациях, так как зазоры в подшипниках будут увеличиваться. **Недостатки:** а) высокие требования точности, предъявляемые к резьбе вала и гаек и к торцам гаек; б) усложнение конструкции опор.

**Применение.** При небольших расстояниях между опорами  $l = (8...10)d$  (см. рис. 7.6). Меньшие значения относятся к роликовым, большие — к шариковым радиально-упорным

\* Торцы мазеудерживающих, маслоотбойных или уплотнительных шайб (см. рис. А2, А17).

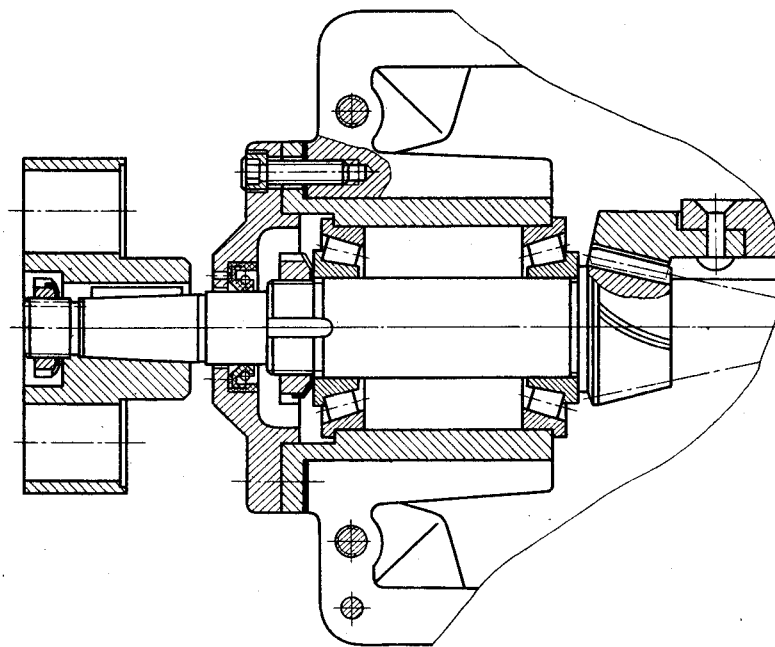


Рис. 10.23. Установка конических роликоподшипников по схеме 4 — врастяжку; обе опоры фиксирующие, крышка торцовая, регулирование подшипников — круглой шлицевой гайкой

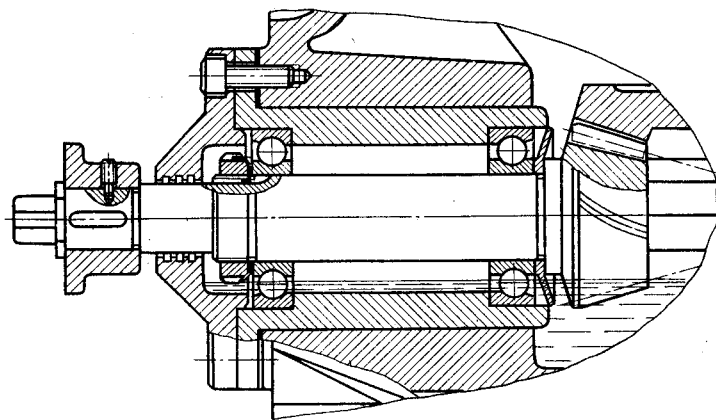


Рис. 10.24. Установка радиально-упорных шарикоподшипников по схеме 4 — врастяжку; обе опоры фиксирующие, крышка торцовая, регулирование подшипников — круглой шлицевой гайкой

подшипникам. В разрабатываемых проектах схема 4 применяется для быстроходных валов конических редукторов.

**2. Посадки подшипников.** В проектируемых редукторах внутреннее кольцо подшипника вращается относительно радиальной нагрузки  $R_r$ , подвергаясь так называемому циркуляционному нагружению; наружное кольцо — неподвижно относительно радиальной нагрузки и подвергается местному нагружению.

Соединение вращающихся относительно радиальной нагрузки внутренних колец подшипника с валом осуществляется с натягом, исключая проворачивание и обкатывание кольцом сопряженной ступени вала.

Посадки неподвижных относительно радиальной нагрузки наружных колец подшипника выбирают более свободными, допускающими наличие небольшого зазора: периодическое проворачивание наружного кольца полезно, так как при этом изменяется положение его зоны нагружения. Кроме того, такое сопряжение облегчает осевые перемещения колец при монтаже, при регулировании зазора в подшипниках и при температурных деформациях валов.

Подшипник является основным комплектующим изделием, не подлежащим в процессе сборки дополнительной доводке. Требуемые посадки в соединении подшипника качения получают назначением соответствующих полей допусков на диаметры вала или отверстия в корпусе.

Для наиболее распространенного в общем машиностроении случая применения подшипников класса точности 0 выбор полей допусков вала и отверстия корпуса можно производить в зависимости от вида нагружения колец, режима работы подшипников и соотношения большей эквивалентной динамической нагрузки  $R_E$  с базовой динамической грузоподъемностью  $C_r$  (см. примеры к задаче 9). Проектируемые согласно техническим заданиям приводы работают в режиме мало меняющейся нагрузки, при которой

$$0,07C_r < R_E \leq 0,15C_r.$$

В этом случае поле допуска вала для внутреннего кольца подшипника при циркуляционном нагружении: для шариковых —  $j_6, k_6$ ; для роликовых —  $k_6, m_6$ . Поле допуска отверстия для наружного кольца шариковых и роликовых подшипников при местном нагружении —  $H7$ .

**3. Крепление колец подшипников на валу и в корпусе.** При выборе способа крепления колец подшипника следует учитывать схему установки подшипников, тип опоры (фиксирующая или плавающая), величину осевой нагрузки, способ регулирования подшипников и колес, тип и характер посадки подшипников, частоту вращения вала, размеры и конструкцию узла в целом. В каждом частном случае принятому способу крепления

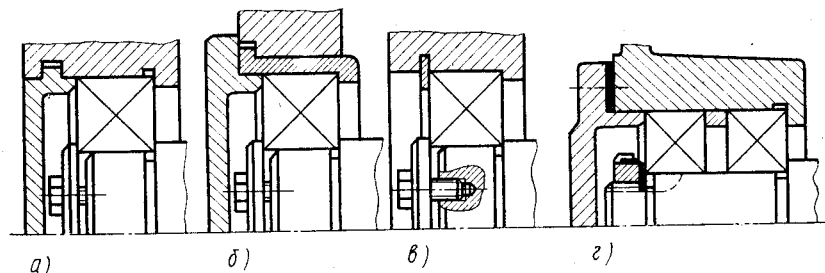


Рис. 10.25. Способы крепления внутреннего кольца подшипника:  
а — посадкой с натягом; б — пружинным упорным кольцом, в — круглой гайкой со шлицами; г — концевой шайбой

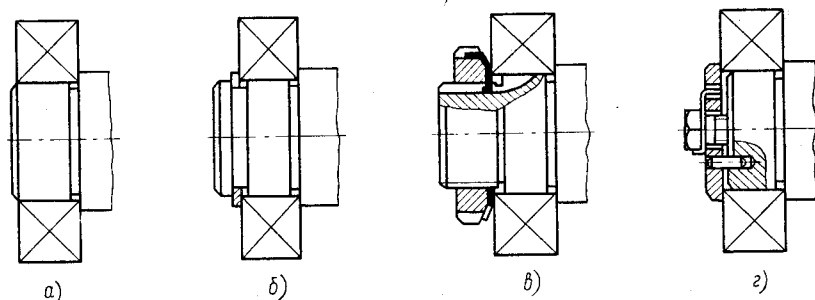


Рис. 10.26. Способы крепления наружного кольца подшипника:  
а — крышкой и уступом в корпусе; б — крышкой и уступом в стакане; в — концевой шайбой и уступом в корпусе; г — круглой гайкой со шлицами и уступом в корпусе

внутреннего кольца могут соответствовать различные способы крепления наружного кольца, и наоборот.

На рис. 10.25 и 10.26 приведены наиболее распространенные в общем машиностроении способы крепления колец подшипников на валу и в корпусе.

а) Подшипники установлены по схемам 1 и 2.

Внутренние кольца обеих опор закрепляют на валу с двух сторон: с одной стороны буртиком вала, с другой — одним из способов крепления различными крепежными деталями:

рис. 10.25, б; АЗ — пружинным упорным кольцом, которое закладывается в разведенном состоянии в кольцевую канавку на валу; крепление применяется при ограниченных частотах и значительных осевых нагрузках (см. табл. К12);

рис. 10.25, в; А8 — круглой шлицевой гайкой при значительных осевых нагрузках; гайка предохраняется от развинчивания стопорной многолапчатой шайбой, внутренний зуб которой входит в паз вала, а один из наружных отгибается в прорези гайки (см. табл. К8; К36);

рис. 10.25, *г*; А6—концевой шайбой, которая крепится к торцу вала винтом по оси вала и стопорным штифтом (или двумя винтами вне оси вала—рис. 10.26, *а*—*в*; табл. К34);

рис. 10.17; А4—распорной втулкой, установленной между торцами внутреннего кольца подшипника и ступицы элемента открытой передачи или муфты. Крепление может передавать значительные осевые нагрузки.

*Наружные кольца* фиксирующих опор закрепляют в корпусе с двух сторон: рис. 10.26, *а*, *г*—врезной или торцевой крышкой и уступом в корпусе (см. табл. К15...К19);

рис. 10.26, *б*; А6—торцевой крышкой и упорным буртиком стакана (см. табл. К15 и п. 4);

рис. 10.26, *в*—пружинным стопорным кольцом и уступом в корпусе (см. табл. К13).

Наружные кольца плавающих опор в корпусе не закрепляют.

б) Подшипники установлены по схеме 3.

*Внутренние кольца* подшипников в обоих опорах устанавливают с упором в буртик вала с натягом без дополнительного крепления с противоположной стороны (см. рис. 10.25, *а*). При недостаточной высоте буртика его функции выполняют распорные втулки (рис. А15).

*Наружные кольца* подшипников в обоих опорах устанавливают в корпус с односторонней фиксацией упором в торец крышки или компенсаторного кольца (см. рис. 10.19...10.22).

в) Подшипники установлены по схеме 4.

Способы крепления колец подшипников рассмотрены в п. 1 при описании схемы.

**4. Крышки подшипниковых узлов.** Для герметизации подшипниковых узлов редуктора, осевой фиксации подшипников и восприятия осевых нагрузок применяют крышки. Они изготавливаются, как правило, из чугуна СЧ15 двух видов—торцовые и врезные. Те и другие выполняют в двух конструкциях—глухие и с отверстием для выходного конца вала. Размеры крышек определяют в зависимости от диаметра наружного кольца подшипника  $D$  или стакана и выбирают из табл. К15...К19.

а) Торцовые крышки (см. табл. К15...К17, К19).

Применяются в неразъемных корпусах для подшипниковых узлов быстроходных валов редукторов; могут также применяться и в редукторах с разъемными корпусами (см. рис. 10.39...10.44). Выбор конструкции крышки зависит:

— от уплотнения валов. Крышки с отверстием для манжетного уплотнения—табл. К16, рис. 10.18; крышки с жировыми канавками—табл. К17, рис. 10.20; глухие крышки—табл. К15, рис. 10.21; крышки под регулировочные винты—табл. К19;

— от крепления подшипников на валу. Низкие крышки применяют при закреплении внутреннего кольца подшипника без помощи крепежных деталей—см. рис. А13; высокие—при

закреплении кольца, например, гайкой—см. рис. 10.24; А8;

— от регулировки зазоров в подшипниках (см. п. 7). *Производится установкой под фланец крышки набора прокладок* (см. рис. 10.21) *или воздействием винтами с резьбовыми крышками* (см. табл. К6, К19, К39; рис. А2);

— от размещения комплекта деталей подшипникового узла. При размещении комплекта в корпусе крышка выбирается по диаметру наружного кольца подшипника  $D$ ; если комплект деталей собирается в стакане, то размеры крышки определяют по его наружному диаметру  $D_a$  (см. п. 5).

б) Врезные крышки (см. табл. К18, К19).

Широко применяют в современном редукторостроении в разъемных корпусах с межосевым расстоянием  $aw \leq 250$  мм. Выбор конструкции крышки зависит от способа уплотнения валов: с отверстием для манжетного уплотнения—см. рис. 10.19; с жировыми канавками—см. рис. А1; глухие крышки—см. рис. 10.17. *Регулировка радиально-упорных подшипников производится только резьбовыми деталями* (см. рис. 10.22), *а радиальных—установкой компенсаторного кольца между наружным кольцом подшипника и глухой крышкой* (см. п. 7, *а*; рис. 10.19). Осевой размер кольца определяется конструктивно с учетом зазора на температурную деформацию вала (см. пп. 1, 3). Толщина кольца принимается равной толщине наружного кольца подшипника (см. п. 8).

**5. Конструирование стаканов.** Применение стаканов при конструировании подшипниковых узлов обусловлено облегчением их сборки (и разборки) вне корпуса редуктора и удобством регулировки подшипников и колес. В проектируемых редукторах стаканы ставят в фиксирующих опорах при установке подшипников по схемам 1 и 2 (см. рис. 10.18 и рис. *а*, *б* табл. 10.16), а также по схеме 4 (см. рис. 10.23 и рис. *в* табл. 10.16). Кроме того, установка стаканов необходима в подшипниковых узлах быстроходных валов червячных редукторов и цилиндрических вертикальных редукторов с неразъемным корпусом (см. рис. А11, А15) в случае, если диаметр выступов червяка или шестерни окажется больше диаметра наружного кольца подшипника  $d_{a1} > D$  (см. рис. *г* табл. 10.16). Стаканы изготавливают обычно из чугуна СЧ15, реже из стали. Конструкцию и размеры стаканов определяют по табл. 10.16.

**6. Уплотнительные устройства.** Применяют для предотвращения вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также защиты их от попадания пыли, грязи и влаги (см. рис. А1...А18). В зависимости от места установки в подшипниковом узле уплотнения делят на две группы: *наружные*—устанавливают в крышках (торцовых и врезных—см. табл. К15...К19) и *внутренние*—устанавливают с внутренней стороны подшипниковых узлов.

| Параметр                                        | Значение       |
|-------------------------------------------------|----------------|
| Профиль канавки на наружной поверхности стакана | См. табл. 10.7 |

Примечания: 1. Посадка стакана конической шестерни  $H7/j_6$  обеспечивает его перемещение при регулировке зацепления. Стаканы подшипниковых узлов других валов неподвижны — посадки с натягом типа  $H7/k6$  или  $H7/m6$ . 2. При установке стакана в корпус с натягом фланец делают уменьшенным без отверстий под винты (см. рис. б). 3. Наружный диаметр стакана  $D_a$  и его длина определяются конструктивно в зависимости от диаметра наружного кольца подшипника, длины вала (или его ступеней) и размещения комплекта деталей подшипникового узла.

**Наружные уплотнения.** В проектируемых редукторах применены уплотнения по цилиндрическим (манжетные), торцевым (торцовые) поверхностям и щелевые. Выбор типа уплотнения зависит от способа смазывания подшипников (см. 10.8), окружной скорости вала, рабочей температуры и характера внешней среды.

а) Манжетные уплотнения. Их используют при смазывании подшипников как густым, так и жидким материалом при низких и средних скоростях  $v \leq 10$  м/с, так как они оказывают сопротивление вращению вала.

**Резиновые армированные манжеты** (см. табл. К20). Манжета состоит (рис. 10.27, а) из корпуса 2, изготовленного из бензомаслостойкой резины, стального Г-образного каркаса 3 и брашлетной пружины 1, которая стягивает уплотняющую часть манжеты и образует рабочую кромку шириной  $b = 0,4...0,8$  мм (рис. 10.27, в). Манжеты, работающие в засоренной среде, снабжены «пыльником» (рис. 10.27, б).

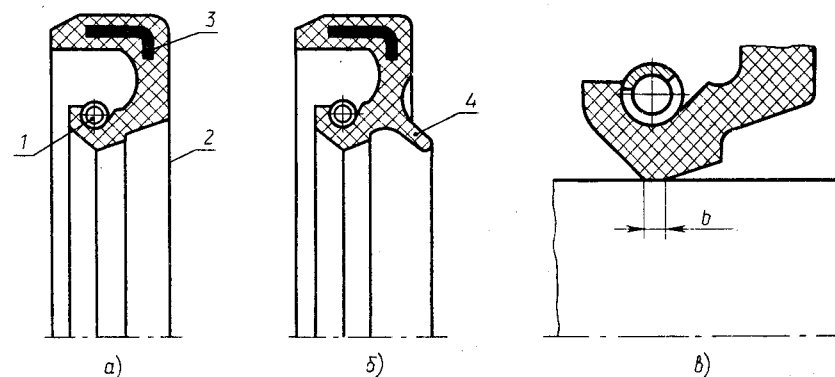
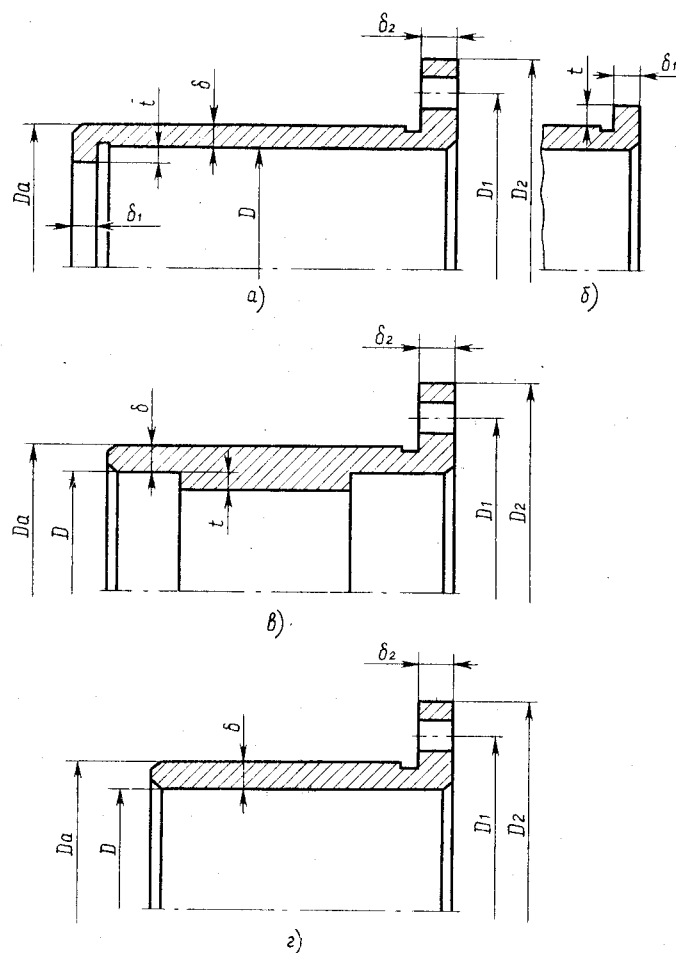


Рис. 10.27. Резиновые армированные манжеты:  
а — без пыльника; б — с пыльником; в — рабочая кромка манжеты



| мм                                                       |                                                                                                          |
|----------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Параметр                                                 | Значение                                                                                                 |
| Толщина стенки                                           | $\delta = 4...5$ при $D \leq 52$ ,<br>$\delta = 6...8$ при $D > 52...80$                                 |
| Толщина упорного буртика                                 | $\delta_1 = \delta$                                                                                      |
| Толщина фланца                                           | $\delta_2 = 1,2\delta$                                                                                   |
| Высота упорного буртика                                  | $t = (1,3...1,5)r$ , где $r$ — радиус скругления<br>наружного кольца подшипника (см.<br>табл. К27...К30) |
| Диаметры фланца $D_1$ , $D_2$ и количество отверстий $n$ | Соответствуют размерам $D_1$ , $D_2$ и количеству отверстий крышки подшипникового узла (см. п. 4)        |

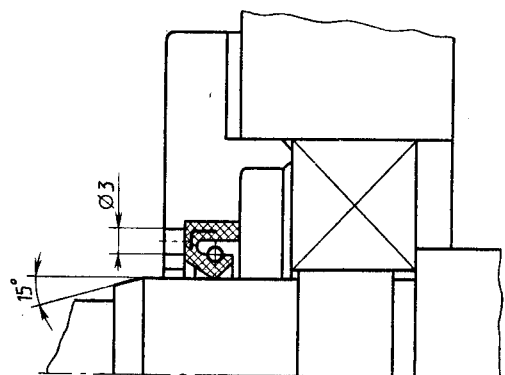


Рис. 10.28. Манжетное уплотнение

Для предохранения смазочного материала от вытекания манжету обычно устанавливают рабочей кромкой внутрь корпуса (рис. 10.28), что обеспечивает к кромке доступ масла, уменьшающего износ резины (рис. А9, А10, А14).

Для удобства выемки манжеты в крышке подшипника иногда предусматривают 2...3 отверстия диаметром 3...4 мм.

б) Торцовые уплотнения. Их применяют преимущественно при жидком смазочном материале. Эффективно предохраняют подшипник от вытекания масла и попадания воды и грязи. Наиболее простые торцовые уплотнения — стальными шайбами (см. табл. К38). Толщина шайб в зависимости от их размера составляет  $s=0,3...0,6$  мм. Торцевая грань шайбы выступает за ее плоскость на величину  $C=0,5...0,6$  мм, что создает после закрепления шайбы некоторую силу прижатия ее граней к торцам кольца подшипника (рис. 10.29; А15).

в) Щелевые уплотнения. Они эффективно работают при любом способе смазывания подшипников, практически при любой скорости, ибо не оказывают сопротивления вращению вала. Щелевые уплотнения надежно удерживают смазочный материал от вытекания под действием центробежной силы. Формы проточек щелевых уплотнений см. на рис. 10.30. Размер щелевых проточек  $a$  определяется при выборе соответствующей крышки подшипника (см. п. 4). Зазоры щелевых уплотнений целесообразно заполнять пластичным смазочным материалом, создающим дополнительный жировой заслон для попадания извне пыли и влаги (см. рис. А5, А12, А17).

Внутренние уплотнения. Установка и конструкция внутренних уплотнений зависят от способа смазывания подшипников и конструкции подшипникового узла (см. п. 8).

а) Смазывание разбрызгиванием. При нижнем или боковом расположении червяка в червячных редукторах (см. рис. А4, А12) и шестерни в цилиндрических (см. рис. А1, А7) и конических (см. рис. А2) масло, выжимаемое из зацепления,

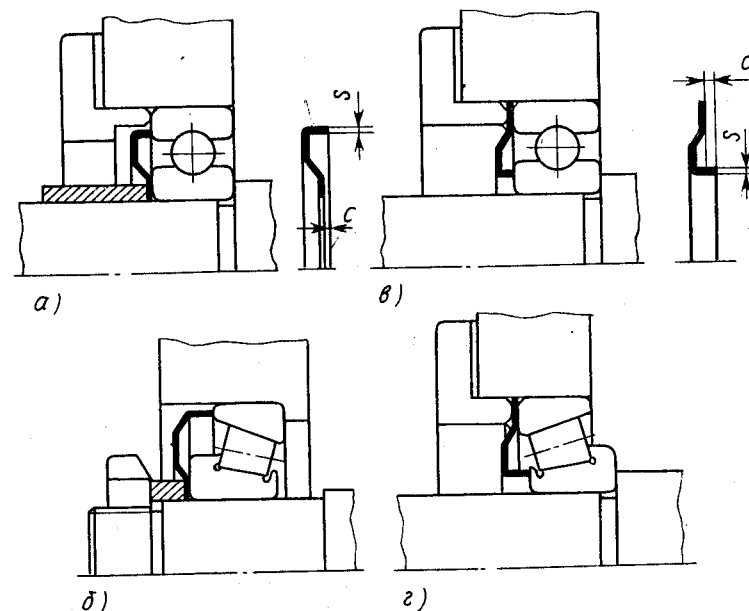


Рис. 10.29. Торцовые уплотнения стальными шайбами: а, б — исполнение 1; в, г — исполнение 2

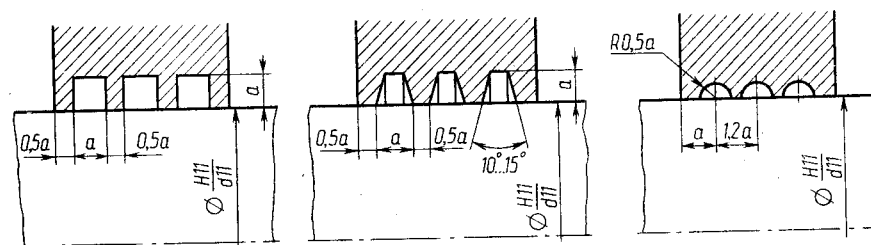


Рис. 10.30. Формы щелевых канавок

обильным потоком выбрасывается в рядом расположенные подшипники. Во избежание попадания в подшипники продуктов износа червячных и зубчатых колес, а также излишнего полива маслом подшипниковые узлы закрывают с внутренней стороны корпуса маслозащитными шайбами (рис. 10.31). Толщина шайб 1,2...2,0 мм; зазор между корпусом и наружным диаметром шайбы — 0,2...0,6 мм (на чертежах этот зазор не показывается).

б) Смазывание пластичным материалом.

При этом способе смазывания подшипниковые узлы должны быть изолированы от внутренней полости редуктора во

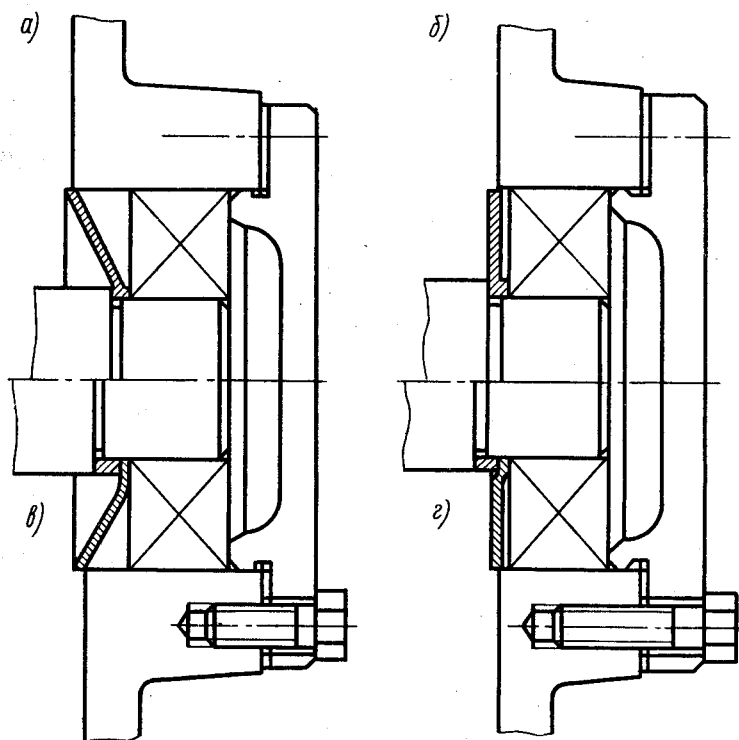


Рис. 10.31. Маслозащитные шайбы:  
а, б — со ступицей; в, г — с центрирующим кольцом

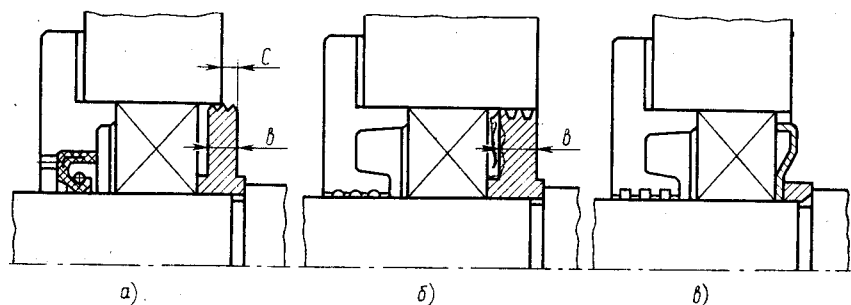


Рис. 10.32. Мазеудерживающие кольца и шайбы:  
а — с круговыми канавками; б — с винтовой канавкой; в — стальная шайба с центрирующим кольцом

избежание вымывания пластичного смазочного материала жидким, применяемым для смазывания зацепления.

Уплотнение мазеудерживающим кольцом (рис. 10.32, а). Такое уплотнение является комбинированным — центробежным и щелевым одновременно. Кольцо вращается вместе с валом и имеет две — четыре круговые канавки треугольного сечения; зазор между кольцом и корпусом (стаканом) 0,1...0,3 мм (на чертежах зазор не показывают); выход за торец корпуса (стакана)  $C=1...2$  мм. Выступающий за пределы корпуса участок кольца отбрасывает жидкое масло, остальная цилиндрическая поверхность с проточками удерживает пластичный смазочный материал от вымывания (см. рис. А7, А16).

Эффективное уплотнение при постоянном направлении вращения создает винтовая канавка, нарезанная на внешней поверхности кольца (см. рис. 10.32, б), по которой смазочный материал направляется внутрь корпуса (направление нарезки винтовой линии канавки противоположно направлению вращения).

Торцовое уплотнение стальной шайбой (см. рис. 10.32, в). Оно относится к типу контактных и весьма эффективно предохраняет подшипник от вытекания смазочного материала и попадания воды и грязи. Кольцо (на чертеже заштриховано) между шайбой и буртиком вала создает ее точное центрирование (см. рис. А4, А13, А17). Размеры шайб — см. табл. К38.

**7. Регулировочные устройства.** Подшипники качения могут быть собраны в узле с различными радиальными и осевыми зазорами. Под радиальным  $e$  или осевым  $a$  зазором понимают полную величину радиального или осевого перемещения в обоих направлениях одного кольца подшипника относительно другого под действием определенной силы или без нее (см. рис. 10.33).

*Нерегулируемые типы подшипников* (например, радиальные шариковые) изготовляют со сравнительно небольшими зазорами: после установки на вал и в корпус они могут работать без дополнительной регулировки (рис. 10.33, а, б; А11, А13).

*В регулируемых типах подшипников* (радиально-упорные шариковые, роликовые конические) необходимые осевые и радиальные зазоры могут быть установлены в определенных пределах только регулировкой при монтаже комплекта подшипников в узле (рис. 10.33, в).

Наличие зазоров в подшипниках обеспечивает легкое вращение вала, предотвращает защемление тел качения в результате температурных деформаций.

Устранение (выборка) зазоров повышает жесткость опор, точность вращения вала, а также улучшает распределение нагрузки между телами качения, повышая несущую способность подшипника.

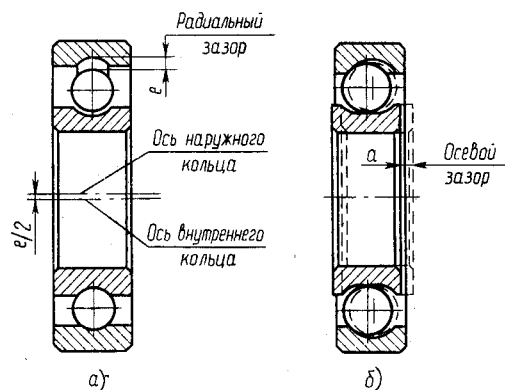


Рис. 10.33. Зазоры в подшипниках:

*a, б* — осевой и радиальный в радиальном шарикоподшипнике, *в* — в коническом роликоподшипнике осевое перемещение наружного кольца в одном из направлений не ограничено

Таким образом, под регулированием подшипников понимают установление минимальных зазоров, при которых в условиях эксплуатации не возникает натяг (в результате температурных деформаций), или создание при необходимости предварительного натяга.

Регулирование подшипников осуществляется перемещением одного из его колец относительно другого в осевом направлении и зависит от типа подшипника, схемы установки и способа крепления внутреннего и внешнего колец (см. пп. 1, 3). Регулирование подшипников производят до регулирования зацепления (см. 10.1, п. 5).

*а)* Подшипники установлены по схеме 1 (см. рис. 10.17). Фиксирование вала осуществляется в одной опоре одним радиальным подшипником, регулировку которого не производят: необходимый зазор создан при изготовлении подшипника.

*б)* Подшипники установлены по схеме 2 (см. рис. 10.18). В проектируемых редукторах эта схема применена в подшипниковых узлах червячных валов при  $a_w \geq 160$  мм. Регулирование подшипников производят только в фиксирующей опоре вала, состоящей из двух радиальных или радиально-упорных подшипников, и установленной, как правило, со стороны глухой крышки. Регулирование может производиться перемещением наружных или внутренних колец подшипника.

Перемещение наружных колец (при этом они установлены узкими торцами друг к другу, см. рис. А4, А6) осуществляется набором прокладок, устанавливаемых под фланец крышки. Достаточно точную регулировку можно получить, составляя

набор прокладок из ряда толщин: 0,1; 0,2; 0,4; 0,8 мм или используя два полукольца, которые устанавливают под фланец без снятия крышки.

Перемещение внутренних колец (при этом наружные кольца установлены широкими торцами друг к другу, см. рис. А8, А10) производят поджимом шлицевой гайки, которую после создания в подшипниках требуемого зазора стопорят многолапчатой шайбой. Ослаблять посадку под перемещаемым при регулировке внутренним кольцом подшипника не требуется.

Осевой размер дистанционных колец, устанавливаемых между наружными или внутренними кольцами подшипников фиксирующей опоры, определяется конструктивно в зависимости от расположения подшипников, комплекта деталей подшипникового узла и требуемого зазора в подшипниках.

*в)* Подшипники установлены по схеме 3 — враспор (см. рис. 10.19...10.22). Эта схема применяется в подшипниковых узлах большинства валов проектируемых редукторов. Способы регулирования здесь зависят от типа подшипников и крышек подшипниковых узлов:

при установке торцовых крышек (см. рис. 10.20, 10.21). Регулирование набором металлических прокладок (см. п. б) обеспечивает достаточно высокую точность и применяется как при установке радиальных, так и радиально-упорных подшипников. Для регулирования подшипников набор прокладок можно установить 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;

при установке врезных крышек (см. рис. 10.19, 10.22). Регулирование радиальных подшипников производят установкой компенсаторных колец между торцами наружных колец подшипников и крышек. При этом между торцом наружного кольца подшипника и торцом крышки с отверстием оставляют зазор для компенсации тепловых деформаций  $a = 0,2...0,5$  мм (см. рис. 10.19). На сборочных чертежах этот зазор ввиду его незначительности не показывают.

Регулирование радиально-упорных подшипников производят только воздействием винта на самоустанавливающуюся шайбу (см. рис. 10.22), которая предохраняет наружные кольца подшипников от перекоса. Для повышения точности регулирования применяют резьбы с мелким шагом. При этом следует учитывать: регулирование зазоров подшипников производят с одной стороны вала (со стороны глухой крышки); в цилиндрических редукторах размеры регулировочного винта желательно назначать одинаковыми для крышек обоих валов, ориентируясь на размеры меньшей; если требуется регулирование зацепления колес, то воздействие винтами производят с обоих концов вала (см. рис. А7, А10, А16...А18).

Комплект деталей регулировочного устройства включает (см. рис. 10.34): регулировочный винт большого 1 или малого 2 диаметра (см. табл. К6), регулировочную самоустанавливающуюся шайбу 3 (см. табл. К39), торцовую или врезную крышку с резьбовым отверстием 4 (см. табл. К19) и стопорные детали — контргайку 5 и др. (рис. 10.35).

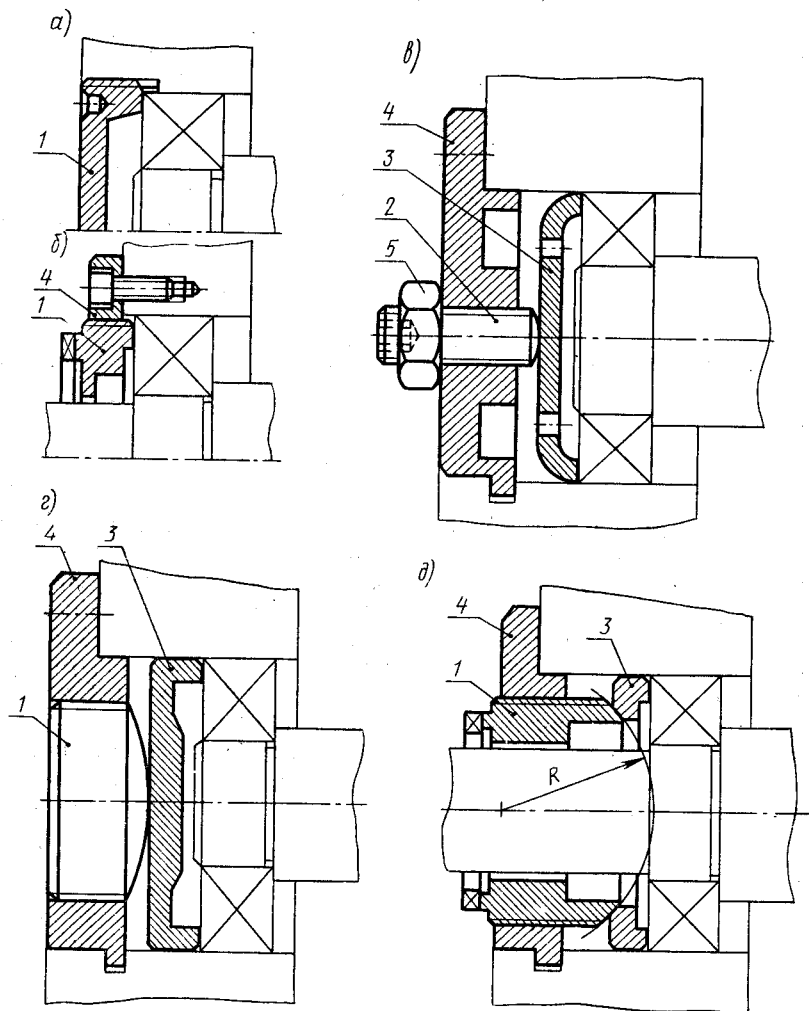


Рис. 10.34. Конструкции регулировочных устройств (на рис. в, г, д совмещены торцовая и врезная крышки):

а, б — винты большого диаметра воздействуют непосредственно на наружные кольца подшипника: резьба нарезана в корпусе (см. рис. А16), в крышке (см. рис. А17); в — винт малого диаметра с резьбовой крышкой и регулировочной шайбой (см. рис. А5 — при малых осевых нагрузках); г, д — винты большого диаметра (глухой и с отверстием) с резьбовой крышкой и регулировочной шайбой (см. рис. А2)

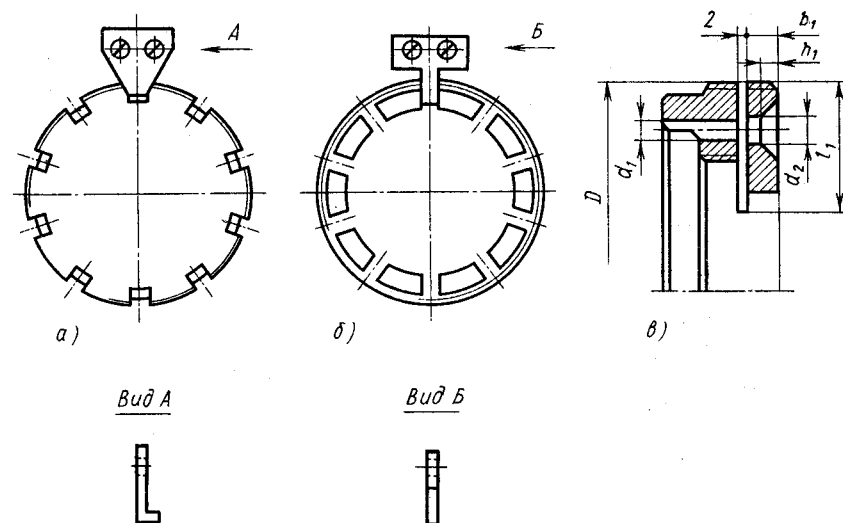


Рис. 10.35. Стопорные устройства:

а — стопор с носком для пазов на резьбовой поверхности глухого винта (см. рис. А10); б — прямой стопор для пазов на торцевой плоскости глухого винта (см. рис. А18); в — резьбовой винт, создающий дополнительное трение в резьбе винта с отверстием (см. рис. А2). Размеры:  $d_1 = M6$ ;  $d_2 = 6,5$  мм;  $l_1 = (0,3 \dots 0,35)D$ ;  $b_1 = 5$  мм;  $h_1 = 3,5$  мм

г) Подшипники установлены по схеме 4 — вставляжку (см. рис. 10.23, 10.24). В разрабатываемых проектах по этой схеме установлены подшипники быстроходного вала конических редукторов (см. рис. А2, А14, А17). Регулирование подшипников производят осевым перемещением внутреннего кольца подшипника, смежного с выходным концом вала, с помощью круглой шлицевой гайки. После создания в подшипниках требуемого зазора гайку стопорят многолапчатой шайбой.

**8. Вычерчивание внутренней конструкции подшипников** (рис. 10.36). На сборочных чертежах редукторов и общих видах приводов вычерчивают внутреннюю конструкцию подшипников быстроходного и тихоходного валов. Работа выполняется в следующем порядке.

а) Радиальные и радиально-упорные шарикоподшипники (см. рис. 10.36, а, б):

на 2-й и 4-й ступенях вала нанести тонкими линиями внешний контур подшипника по его габаритным размерам  $d$ ,  $D$ ,  $B$  (см. табл. 9.7):

определить и нанести диаметр  $D_{pw}$  окружности, проходящей через центры тел качения  $D_{pw} = 0,5(D + d)$ ;

по соотношениям, указанным на рис. 10.36, вычертить тела качения и кольца.

Радиально-упорные шарикоподшипники имеют на наружном кольце только один борт. Второй борт срезан. Для

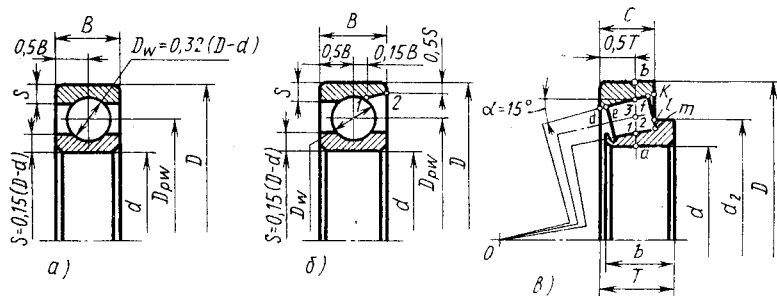


Рис. 10.36. Соотношение размеров конструктивных элементов подшипников:

*a* — шариковых радиальных; *б* — шариковых радиально-упорных; *в* — роликовых конических

вычерчивания наружного кольца со стороны срезанной части проводят вспомогательную вертикальную линию до пересечения с окружностью шарика в точке 1. Точки 1 и 2 соединяют.

б) Конические роликоподшипники (см. рис. 10.36, *в*):

на 2-й и 4-й ступенях вала нанести тонкими линиями внешний контур подшипника по его габаритным размерам  $d$ ,  $D$ ,  $T$  (см. табл. 9.7);

нанести вспомогательную вертикальную линию, делящую монтажную высоту подшипника  $T$  пополам;

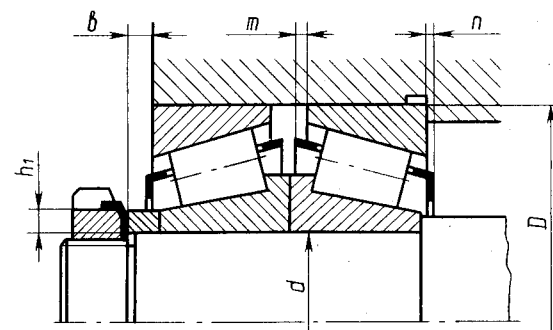
разделить отрезок  $ab$  точками 1, 2 и 3 на четыре равные части и из точки 3 под углом  $\alpha=15^\circ$  провести образующую конуса до ее пересечения с осью вращения подшипника в точке  $O$ ;

из точки  $O$  провести линии  $O1$  и  $O2$ , а из точки  $m$ , полученной пересечением линии  $O1$  с торцом наружного кольца  $km$ , провести линию  $mf$  перпендикулярно образующей  $O2$ ;

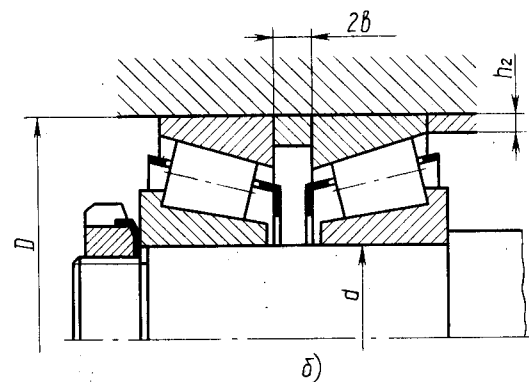
отложив отрезок  $de=fk$ , провести параллельно линии, оформляющую малый торец ролика;

для получения диаметра  $d_2$  борта внутреннего кольца найти точку 1, делящую радиус большего торца ролика пополам.

Сепараторы на чертежах подшипников не изображают, тем не менее при установке смежных с коническим роликоподшипником деталей, например шлицевых гаек, или установке двух подшипников рядом надо учитывать, что сепаратор выступает за пределы наружного кольца на  $m$  и  $n$  (рис. 10.37, *a*, *б*). Поэтому смежная деталь должна отстоять от торца наружного кольца конического роликоподшипника на  $b=4\ldots6$  мм, что обеспечивается установкой дистанционной втулки. Чтобы цилиндрические поверхности смежных деталей не касались сепаратора, высоты  $h_1$  и  $h_2$  не должны превышать величин  $h_1=0,1(D-d)$ ;  $h_2=0,05(D-d)$ .



*a*)



*б*)

Рис. 10.37. Установка двух рядом расположенных конических роликовых подшипников и шлицевой гайки (или других фиксирующих деталей):

*a* — подшипники смежны узкими торцами наружных колец (см. рис. А4); *б* — широкими (см. рис. А10)

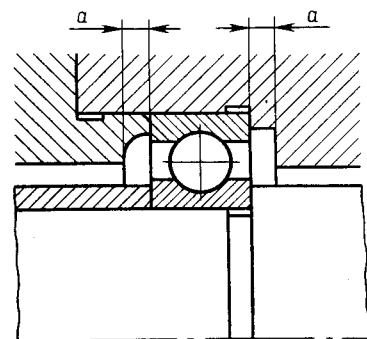


Рис. 10.38. Контакт радиальных или радиально-упорных подшипников со смежными деталями (см. рис. А1...А18)

При проектировании подшипникового узла контакт смежных с подшипником деталей необходимо предусматривать только по торцам подшипниковых колец, на высоте заплечика. Другие поверхности смежных деталей должны отстоять от торцов колец для всех типов подшипников (кроме конических роликовых) не менее чем на  $a=2...3$  мм (см. рис. 10.38).

### 10.5. Конструирование корпуса редуктора (рис. 10.4, д; 10.5, д; 10.6, д)

Корпус редуктора служит для размещения и координации деталей передачи, защиты их от загрязнения, организации системы смазки, а также восприятия сил, возникающих в зацеплении редукторной пары, подшипниках, открытой передачи. Наиболее распространенный способ изготовления корпусов — литье из серого чугуна (например, СЧ15).

В проектируемых одноступенчатых редукторах принята в основном конструкция разъемного корпуса, состоящего из крышки и основания (см. рис. А1...А18). Корпуса вертикальных цилиндрических редукторов имеют в отдельных случаях два разреза (рис. А7), что определяет еще одну часть корпуса — среднюю.

Корпуса червячных редукторов с межосевым расстоянием  $a_w \leq 140$  мм изготавливают неразъемными (рис. А12, А16).

Несмотря на разнообразие форм корпусов, они имеют одинаковые конструктивные элементы — подшипниковые бобышки, фланцы, ребра, соединенные стенками в единое целое, — и их конструирование подчиняется некоторым общим правилам.

На рис. 10.39...10.44 даны разные конструкции корпусов цилиндрического, конического и червячного одноступенчатых редукторов с указанием общих конструктивных элементов, описание и определение размеров которых производятся в последовательности их рассмотрения.

**1. Форма корпуса.** Определяется в основном технологическими, эксплуатационными и эстетическими условиями с учетом его прочности и жесткости. Этим требованиям удовлетворяют корпуса прямоугольной формы, с гладкими наружными стенками без выступающих конструктивных элементов; подшипниковые бобышки и ребра внутри; стяжные болты только по продольной стороне корпуса в нишах; крышки подшипниковых узлов преимущественно врезные; фундаментные лапы не выступают за габариты корпуса (см. рисунки типовых конструкций редукторов в атласе и рис. 10.45). Предлагаемые формы корпусов не единственные. В случае необходимости можно создавать другие конструкции.

а) Габаритные (наружные) размеры корпуса. Определяются размерами расположенной в корпусе редукторной пары

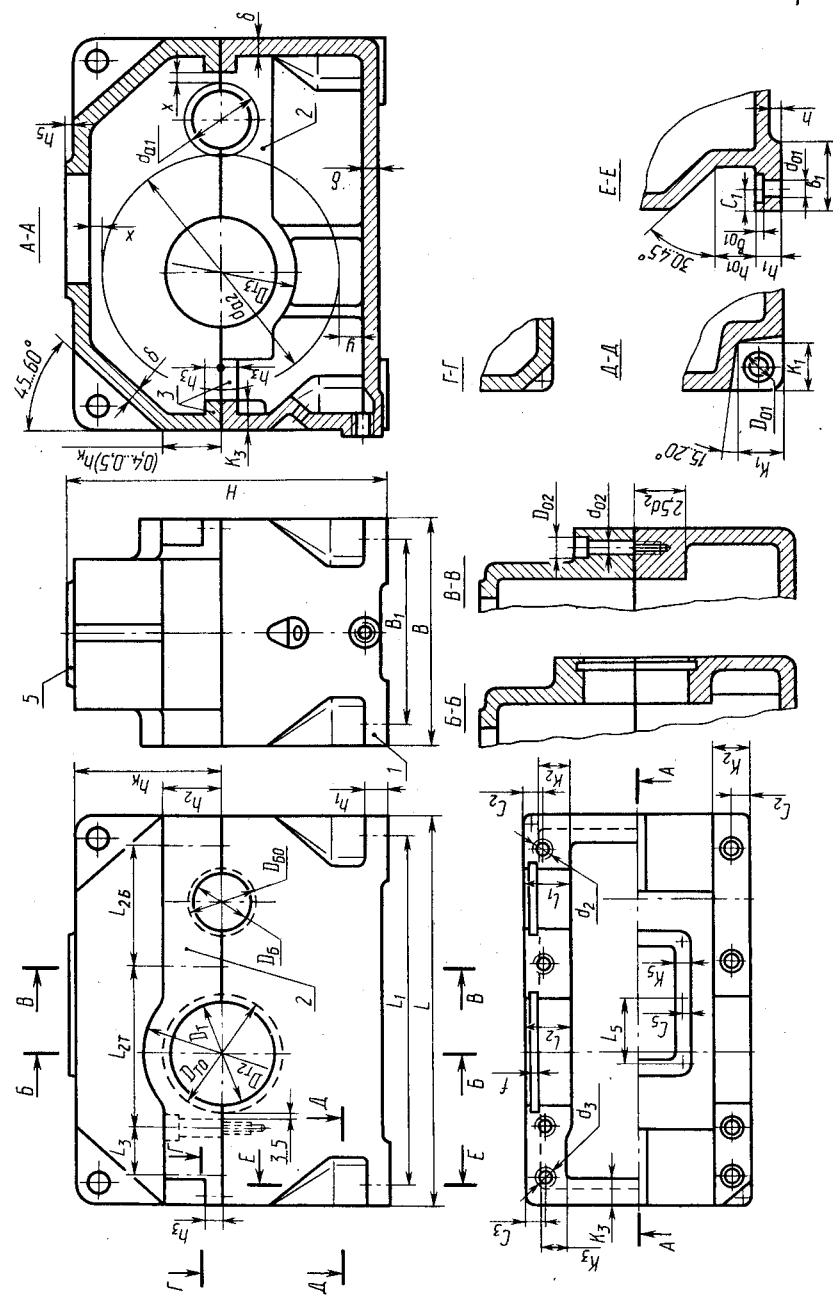


Рис. 10.39. Корпус цилиндрического одноступенчатого горизонтального редуктора



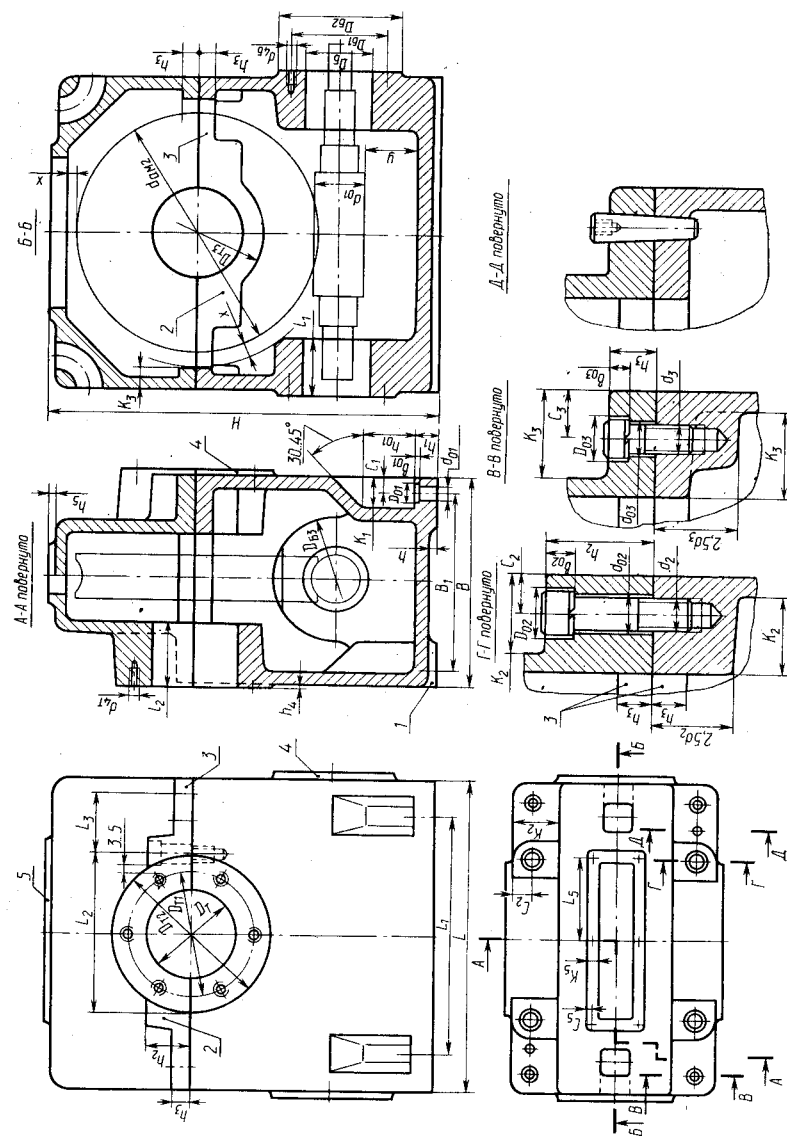


Рис. 10.42. Корпус червячного одноступенчатого редуктора с нижним расположением червяка

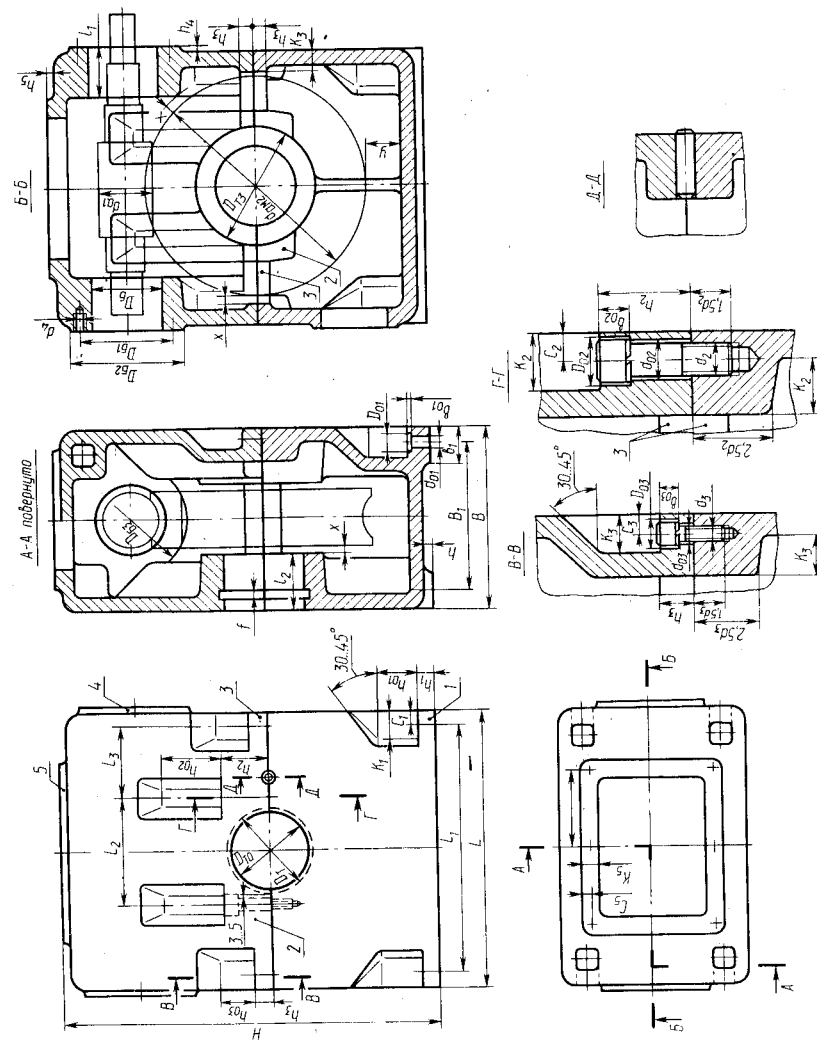


Рис. 10.43. Корпус червячного одноступенчатого редуктора с верхним расположением червяка

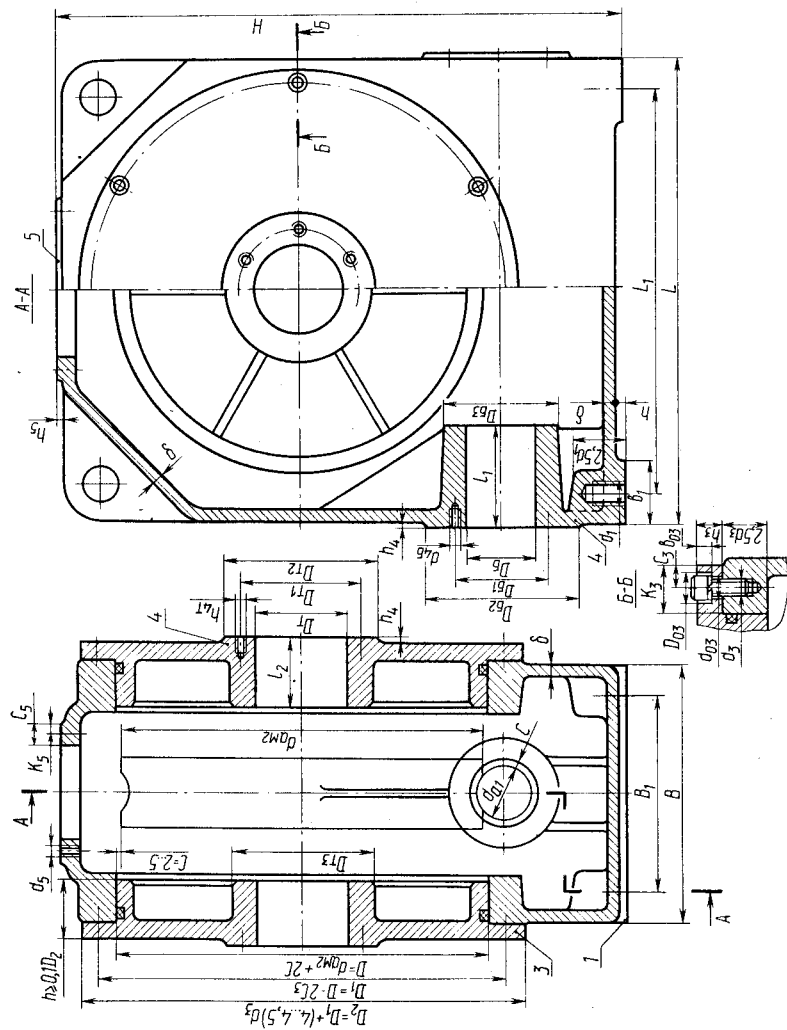


Рис. 10.44. Монолитный корпус червячного одноступенчатого редуктора с нижним расположением червяка

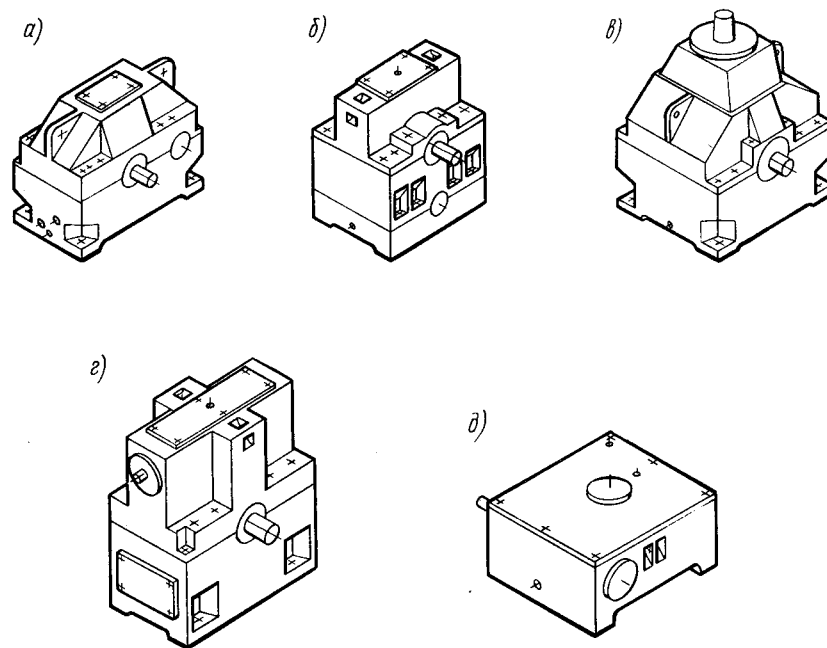


Рис. 10.45. Формы корпусов некоторых одноступенчатых редукторов: а—цилиндрический горизонтальный; б—цилиндрический вертикальный с двумя разъемами; в—конический с вертикальным быстроходным валом; червячные с расположением червяка: г—верхним; д—боковым

и кинематической схемой редуктора. При этом вертикальные стенки редуктора перпендикулярны основанию, верхняя плоскость крышки корпуса параллельна основанию—редукторная пара вписывается в параллелепипед (рис. 10.46). Поэтому конструирование редукторной пары, валов и подшипниковых узлов, проектные размеры которых предварительно определены в эскизном проекте (задачи 4, 7, 9), выполняется во взаимосвязи с конструированием корпуса.

б) Толщина стенок корпуса и ребер жесткости. В проектируемых малонагруженных редукторах ( $T_2 \leq 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ) с улучшенными передачами толщины стенок крышки и основания корпуса принимаются одинаковыми:

$$\delta = 1,12 \sqrt[4]{T_2} \geq 6 \text{ мм},$$

где  $T_2$ —вращающий момент на тихоходном валу,  $\text{Н} \cdot \text{м}$  (см. табл. 2.5).

Внутренний контур стенок корпуса очерчивается по всему периметру корпуса с учетом зазоров  $x$  и  $y$  между контуром и вращающимися деталями (см. рис. 7.1...7.3 и 10.4...10.6).

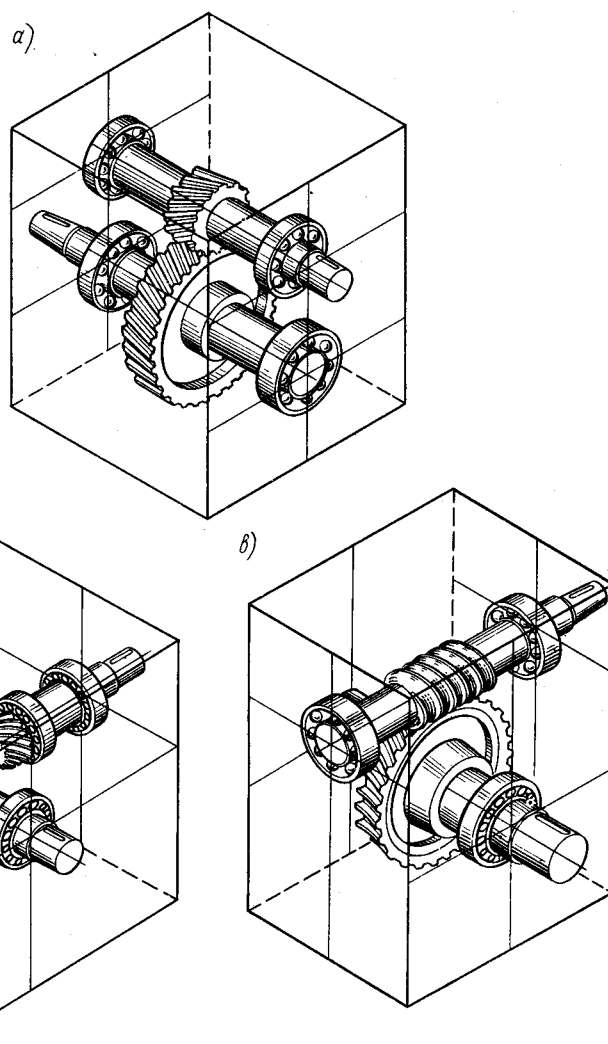


Рис. 10.46. Габаритные размеры корпуса одноступенчатого редуктора:  
а — цилиндрического, б — конического; в — червячного

**2. Фланцевые соединения.** Фланцы предназначены для соединения корпусных деталей редуктора. В корпусах проектируемых одноступенчатых редукторов конструируют пять фланцев: 1 — фундаментный основания корпуса; 2 — подшипниковой бобышки основания и крышки корпуса; 3 — соединительный основания и крышки корпуса; 4 — крышки подшипникового узла; 5 — крышки смотрового люка (см. рис. 10.39...10.44).

Конструктивные элементы фланца\* [ $K$  — ширина;  $C$  — координата оси отверстия под винт (болт);  $D_0$  и  $b_0$  — диаметр и высота опорной поверхности под головку винта (болта);  $d_0$  — диаметр отверстия под винт (болт)] выбирают в зависимости от диаметра  $d$  соответствующего крепежного винта (болта) из табл. 10.18. Диаметр  $d$  винта (болта) определяется в зависимости от значения главного геометрического параметра редуктора по табл. 10.17. Высота фланца  $h$ , количество винтов (болтов)  $n$  и расстояние между ними  $L$  определяют в зависимости от назначения фланца (см. ниже).

Таблица 10.17. Диаметр  $d$  винтов (болтов) фланцев, мм

| Главный геометрический параметр | $d_1$ | $d_2$ | $d_3$ | $d_4$          | $d_5$ |
|---------------------------------|-------|-------|-------|----------------|-------|
| $100 \leq a_w(d_{e2}) < 160$    | M14   | M12   | M10   | по табл. 10.20 | M6    |
| $160 \leq a_w(d_{e2}) < 250$    | M16   | M14   | M12   |                | M6    |

Примечания: 1. Фундаментный фланец редуктора 1 крепится к раме (плите) болтами с шестигранной головкой или шпильками диаметром стержня  $d_1$  (табл. К2, К41).

2. Фланцы подшипниковой бобышки крышки и основания корпуса 2 соединяются винтами диаметром стержня  $d_2$  с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ. Также соединяются фланцы 3 крышки и основания корпуса на продольных длинных сторонах редуктора, объединенные с фланцами 2 (диаметр стержня винта  $d_2$ ,  $d_3$ , табл. К5).

3. Торцовые крышки подшипниковых узлов крепятся к фланцу 4 винтами диаметром стержня  $d_4$  с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ (табл. К5).

4. Крышка смотрового люка крепится к фланцу 5 различными винтами со шлицем под отвертку диаметром стержня  $d_5$  (табл. К3).

Таблица 10.18. Конструктивные элементы фланцев, мм

| Элемент фланца | Диаметр винта (болта) $d$ |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|----------------|---------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|                | M6                        |      | M8   |      | M10  |      | M12  |      | M14  |      | M16  |      |
|                | винт                      | болт | винт | болт | винт | болт | винт | болт | винт | болт | винт | болт |
| $K$            | 13                        | 16   | 18   | 22   | 22   | 27   | 26   | 32   | 31   | 38   | 35   | 43   |
| $C$            | 6                         | 7    | 9    | 10   | 11   | 12   | 13   | 14   | 16   | 17   | 18   | 19   |
| $D_0$          | 11                        | —    | 15   | 18   | 18   | 20   | 20   | 24   | 24   | 26   | 26   | 30   |
| $b_0$          | 8                         | —    | 11   | —    | 13   | —    | 16   | —    | 18   | —    | 21   | —    |
| $d_0$          | 7                         |      | 9    |      | 11   |      | 14   |      | 16   |      | 18   |      |

Примечание. Размер  $b_0$  для головок болтов (гаек) устанавливается конструктивно.

\* Цифровой индекс элемента фланца на рис. 10.39...10.44 указывает на его принадлежность соответствующему фланцу.

а) Фундаментный фланец основания корпуса (см. рис. 10.47...10.50). Предназначен для крепления редуктора к фундаментной раме (плите). Опорная поверхность фланца выполняется в виде двух длинных параллельно расположенных или четырех небольших пластинок (рис. 10.47). Места крепления располагают на возможно большем (но в пределах корпуса) расстоянии друг от друга  $L_1$ . Длина опорной поверхности пластинок  $L = L_1 + b_1$ ; ширина  $b_1 = 2,4d_{01} + 1,5\delta$ ; высота  $h_1 = (2,3...2,4)\delta$ . Проектируемые редукторы крепятся к раме (плите) четырьмя болтами (шпильками), расположенными в нишах корпуса. Размеры ниш даны на рис. 10.48, 10.49; высота ниш  $h_{01} = (2,0...2,5)d_1$  при креплении шпильками,  $h_{01} = 2,5(d_1 + \delta)$  — болтами. Форма ниши (угловая или боковая) определяется размерами, формой корпуса и расположением мест крепления (см. рис. А1...А18). По возможности корпус крепится к раме (плите) болтами снизу (рис. 10.50), что исключает необходимость конструирования ниши.

б) Фланец подшипниковой бобышки крышки и основания корпуса (рис. 10.51). Предназначен для соединения крышки и основания разъемных корпусов. Фланец расположен в месте установки стяжных подшипниковых болтов (винтов) (см. рис. 10.39...10.43) на продольных длинных сторонах корпуса: в крышке — наружу от ее стенки, в основании — внутрь от стенки.

Таблица 10.19. Количество подшипниковых (стяжных) винтов

| Редуктор                      | Цилиндрический |                | Конический   |                | Червячный |
|-------------------------------|----------------|----------------|--------------|----------------|-----------|
|                               | вертикальный   | горизонтальный | вертикальный | горизонтальный |           |
| $n_2$ на одну сторону корпуса | 2              | 3              | 2            | 3              | 2         |

Подшипниковые стяжные винты ставят ближе к отверстию под подшипник на расстоянии  $L_2$  друг от друга так, чтобы расстояние между стенками отверстий диаметром  $d_{02}$  и  $d_4$  (при установке торцевой крышки подшипникового узла) было не менее 3...5 мм (см. рис. 10.40; 10.42); при установке врезной крышки это расстояние выдерживается между стенками отверстия диаметром  $d_{02}$  и отверстия диаметром  $D_0$  под выступ крышки (см. рис. 10.39; 10.41; 10.43).

Высота фланца  $h_2$  определяется графически исходя из условий размещения головки винта на плоской опорной поверхности подшипниковой бобышки.

В цилиндрическом горизонтальном редукторе (см. рис. 10.39; 10.40) винт, расположенный между отверстиями под

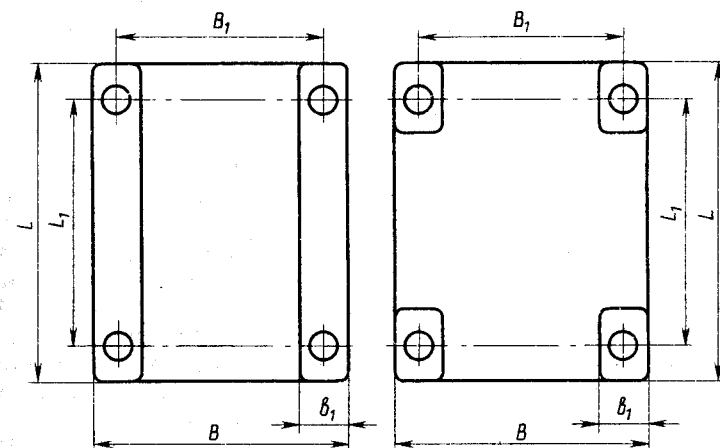


Рис. 10.47. Расположение опорных пластинок фундаментного фланца

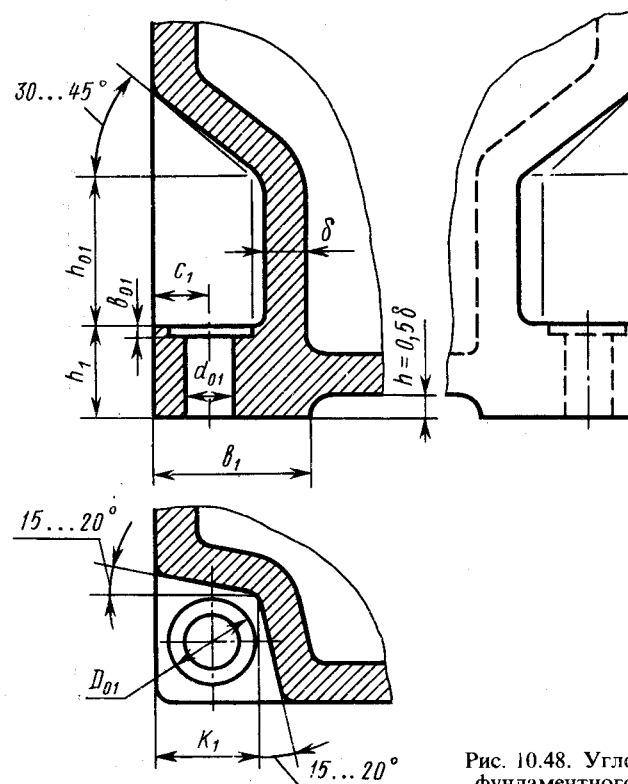


Рис. 10.48. Угловая ниша фундаментного фланца

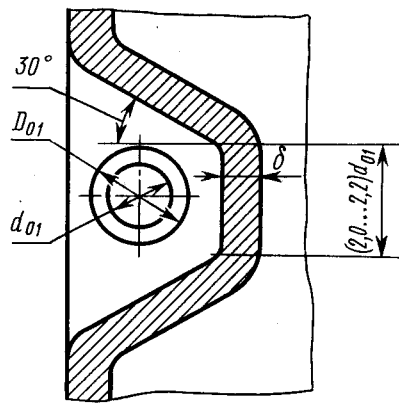
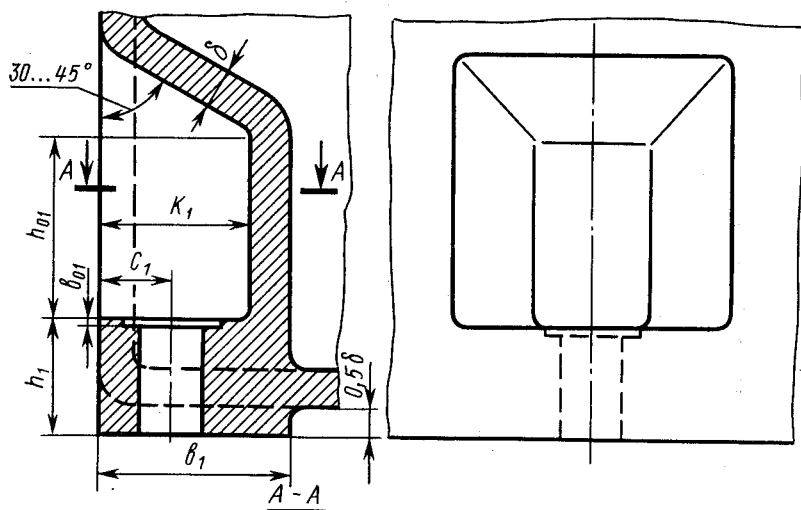


Рис. 10.49. Боковая ниша  
фундаментного фланца

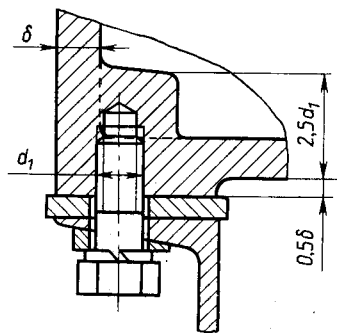


Рис. 10.50. Вариант крепле-  
ния фундаментного фланца

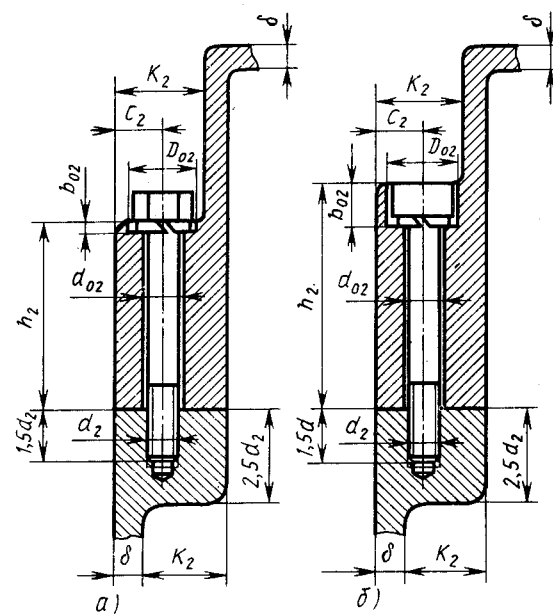


Рис. 10.51. Фланец подшип-  
никовой бобышки с крепле-  
нием:  
а — болтами; б — винтами

подшипники, помещают посередине между этими отверстиями. При этом наружные торцы подшипниковых бобышек, расположенные на внешних боковых стенках редуктора, для удобства обработки выполняют в одной плоскости.

В разъемных корпусах при сравнительно небольших продольных сторонах (при  $a_w(d_{e2}) \leq 160$  мм) фланец высотой  $h_2$  выполняют одинаковым по всей длине (см. рис. 10.40; 10.41). Подшипниковые стяжные винты можно размещать в боковых нишах (см. рис. 10.41; 10.43; 10.53).

в) Соединительный фланец крышки и основания корпуса (см. рис. 10.52; 10.53).

Разъемный корпус (см. рис. 10.39...10.43). Для соединения крышки корпуса с основанием по всему контуру разреза выполняют соединительный фланец. На коротких боковых сторонах крышки и основания корпуса, не соединенных винтами, фланец расположен внутри корпуса и его ширина  $K_3$  определяется от наружной стенки; на продольных длинных сторонах, соединенных винтами  $d_3$ , фланец располагается: в крышке корпуса — наружу от стенки, в основании — внутрь.

Количество соединительных винтов  $n_3$  и расстояние между ними  $L_3$  принимают по конструктивным соображениям в зависимости от размеров продольной стороны редуктора и размещения подшипниковых стяжных винтов. При сравнительно небольшой длине продольной стороны можно принять  $d_3 = d_2$ .

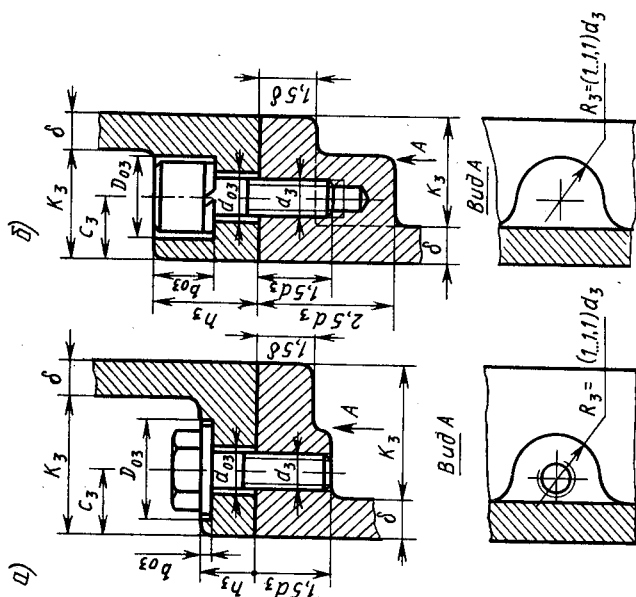
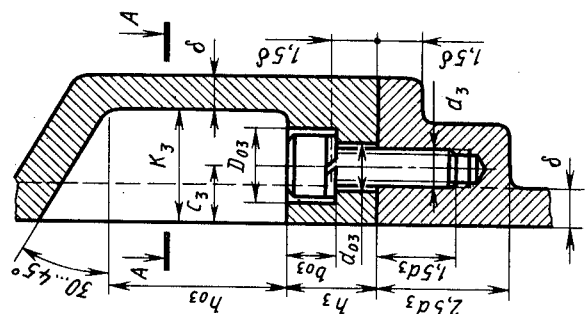
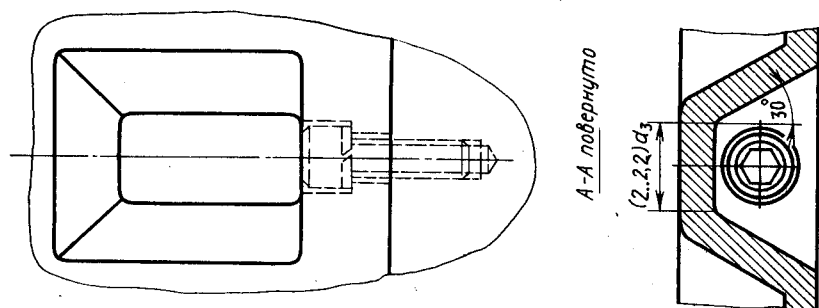


Рис. 10.52. Соединительный фланец с креплением:  
а — болтами; б — винтами

Рис. 10.53. Ниша соединительного фланца или подшипниковой бобышки

и  $h_3 = h_2$  и поставить один-два соединительных винта (см. рис. 10.39...10.41). При длинных продольных сторонах принимают  $h_3 = 1,5\delta$  для болтов,  $h_3 = 2,5\delta$  для винтов, а количество винтов (болтов)  $n_3$  и расстояние между ними  $L_3$  определяют конструктивно (см. рис. 10.42; 10.43). Соединительные винты (болты) можно разместить в боковых нишах (см. рис. 10.43; 10.53).

Неразъемный корпус (см. рис. 10.44; А12, А14). Конструируют для червячных или цилиндрических редукторов при  $a_w \leq 140$  мм. Через большие окна, выполненные в корпусе, вводят при сборке комплекты вала с червячным колесом или комплекты валов с цилиндрическими колесами. Соединение крышек с корпусом уплотняют резиновыми кольцами. Для удобства сборки диаметр отверстия окна  $D$  делают на 2...5 мм больше максимального диаметра колеса. Диаметр соединительных винтов  $d_3$  определяют так же, как и для разъемных корпусов, по табл. 10.6; количество винтов  $n_3 = 6...8$ , расстояние между ними  $L_3 \approx (8...10)d_3$ . Для создания необходимой жесткости боковые крышки выполняют с высокими центрирующими буртиками и с шестью радиально расположенными ребрами жесткости (см. рис. 10.44).

г) Фланец для крышки подшипникового узла. Отверстие подшипникового узла неразъемной подшипниковой бобышки закрывается торцевой крышкой на винтах (см. рис. 10.42...10.44; табл. К15...К17). В комплекте деталей подшипникового узла разъемных корпусов чаще применяется врезная крышка (см. рис. 10.39; 10.41; 10.43; табл. К18). Параметры присоединительного фланца крышки подшипникового узла определяют по табл. 10.20 и 10.21.

Таблица 10.20. Винты  $d_4$  торцевой крышки и ширина расточки  $f$  под врезную крышку, мм

| Параметр | Диаметр наружного колеса подшипника |         |          |           |
|----------|-------------------------------------|---------|----------|-----------|
|          | 47...52                             | 62...80 | 85...100 | 100...120 |
| $d_4$    | M8                                  | M10     | M10      | M12       |
| $n_4$    | 4                                   | 4       | 6        | 8         |
| $f$      | 4                                   | 5       | 7        | 7         |

д) Фланец для крышки смотрового окна (см. рис. 10.39...10.44). Размеры сторон фланца, количество винтов  $n_5$  и расстояние между ними  $L_5$  устанавливают конструктивно в зависимости от места расположения окна и размеров крышки; высота фланца  $h_5 = 3...5$  мм.

е) Опорные пластики. Для прикрепления к корпусу сливных пробок, отдушин, маслоуказателей на крышке и основании

Таблица 10.21. Конструктивные элементы фланца крышки подшипникового узла, мм

| Элементы                                             | Крышка                                                  |                                                   |
|------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|
|                                                      | торцовая                                                | врезная                                           |
| Внутренний диаметр $D_B, D_T$                        | По диаметру $D$ наружного кольца подшипника или стакана |                                                   |
| Наружный диаметр $D_{B2}, D_{T2}$                    | По диаметру крышки $D_2 + (4...5)$ мм (табл. К18)       | $1,25D + 10$ мм                                   |
| Диаметр центровой окружности винтов $D_{B1}, D_{T1}$ | По центральному диаметру крышки $D_1$ (табл. К18)       | —                                                 |
| Диаметр кольцевой расточки $D_{B0}, D_{T0}$          | —                                                       | По диаметру выступа крышки $D_0$ (табл. К18; К19) |
| Высота $h_4$                                         | 3...5 мм                                                |                                                   |

корпуса предусмотрены опорные пластики (фланцы). Размеры сторон платиков должны быть на величину  $c = 3...5$  мм больше размеров опорных поверхностей прикрепляемых деталей. Высота пластика  $h = c$  (см. рис. к табл. 10.32).

**3. Подшипниковые бобышки.** Предназначены для размещения комплекта деталей подшипникового узла (см. рис. 10.39...10.44; А1...А18).

Подшипниковые бобышки в редукторах с неразъемными монолитными корпусами расположены внутри корпуса (см. рис. 10.44). В разъемных корпусах червячных, конических редукторов и цилиндрических вертикальных редукторов с нижним расположением шестерни подшипниковая бобышка быстроходных валов находится внутри корпуса (см. рис. 10.41...10.43; А7); бобышки тихоходных валов в основании корпуса расположены внутри его, а в крышке корпуса — снаружи (см. рис. 10.39; 10.40; 10.42; А7). Однако в зависимости от конструкции крышки и основания корпуса возможно расположение всей бобышки тихоходного вала внутри корпуса (см. рис. 10.41; 10.43).

Внутренний диаметр подшипниковой бобышки быстроходного  $D_B$  и тихоходного  $D_T$  вала равен внутреннему диаметру фланца 4 для крышки подшипникового узла (см. табл. 10.21), а наружный —  $D_{B3}(D_{T3}) = D_B(D_T) + 3\delta$ , где  $\delta$  — толщина стенки корпуса (см. 10.5, п. 1, 6). Длина гнезда подшипниковой

бобышки  $l_1$  быстроходного и  $l_2$  тихоходного валов зависит от комплекта деталей подшипникового узла и типа подшипника (см. табл. 10.22); при этом учитываются размеры деталей регулирующих устройств, внутренних уплотнений и крышек.

Таблица 10.22. Определение длины  $l$  подшипникового гнезда, мм

| Подшипник      | Комплект деталей подшипникового узла                   |                                                      |
|----------------|--------------------------------------------------------|------------------------------------------------------|
|                | с внутренним уплотнением                               | без внутреннего уплотнения                           |
| Нерегулируемый | $l = h + B + (10...12)$ ,<br>см. рис. А13              | $l = h + B + (3...5)$ ,<br>см. рис. А3, А11          |
| Регулируемый   | $l = H_1 + H + B(T) + (10...12)$ ,<br>см. рис. А7, А16 | $l = H_1 + H + B(T) + (3...5)$ ,<br>см. рис. А8, А14 |

Примечания: 1.  $h$  — высота центрирующего пояса торцевой крышки или высота врезной крышки (см. табл. К15). 2.  $B(T)$  — ширина подшипника (табл. К27...К30). 3.  $H_1$  — высота регулировочного винта (табл. К6). 4.  $H$  — высота нажимной шайбы (табл. К39).

**4. Детали и элементы корпуса редуктора** (см. рис. 10.39...10.44; А1...А18).

а) Смотровой люк (рис. 10.54). Служит для контроля сборки и осмотра редуктора при эксплуатации. Для удобства осмотра его располагают на верхней крышке корпуса, что позволяет также использовать люк для заливки масла. В червячных редукторах с верхним или боковым расположением червяка люк целесообразно расположить в одной из боковых сторон корпуса для наблюдения за регулированием зацепления (см. рис. А4, А6, А8). Смотровой люк делают прямоугольной или (реже) круглой формы максимально возможных размеров.

Люк закрывают крышкой. Широко применяют стальные крышки из листов толщиной  $\delta_k \leq 2$  мм (см. рис. 10.54, а). Для того чтобы внутрь корпуса извне не засасывалась пыль, под крышку ставят уплотняющие прокладки из картона (толщиной 1...1,5 мм) или полосы из резины (толщиной 2...3 мм). Если с такой крышкой совмещена пробка-отдушина, то ее приваривают к ней или прикрепляют развальцовкой (см. рис. 10.54, б). На рис. 10.54, в приведена крышка, совмещенная с отдушиной. Высота внутренней штампованной крышки  $H \leq 0,1L$  ( $L$  — длина крышки). В ней пробиты два — четыре отверстия диаметром 4...5 мм. Крышка окантована с двух сторон вулканизированной резиной. Наружная крышка плоская, вдоль длинной ее стороны выдавлены два-три гребня, через которые внутренняя полость редуктора соединена с внешней средой. Пространство между крышками заполнено фильтром из тонкой медной проволоки или другого материала. Крышки

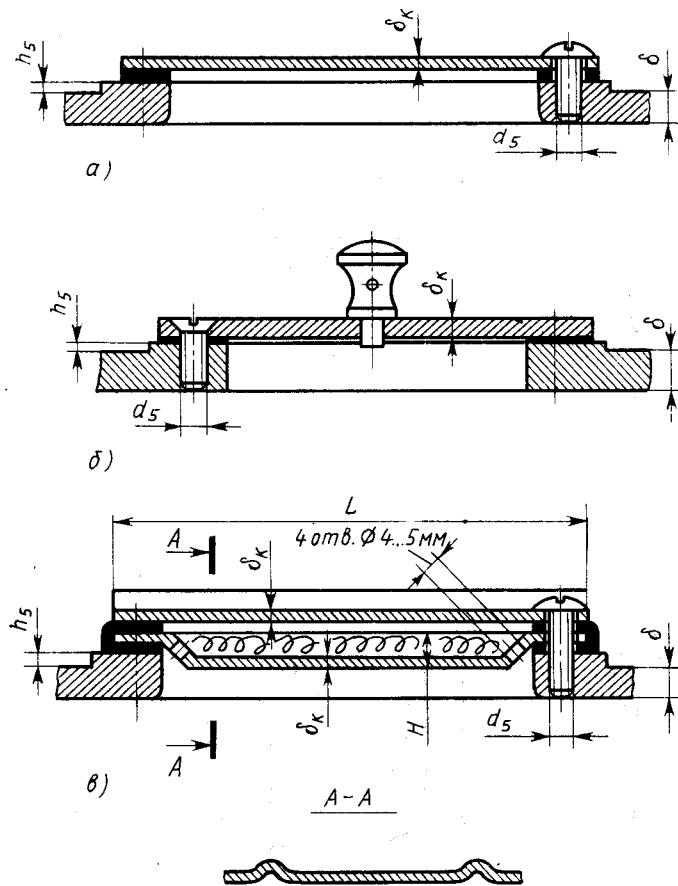


Рис. 10.54. Крышки люка редуктора:

*a* — из стального листа; *б* — с ручкой-отдушиной; *в* — штампованная с отдушиной и фильтром

крепятся к корпусу винтами с полукруглой или полупотайной головкой (см. табл. К4).

Если смотровой люк отсутствует или расположен в боковой стенке корпуса, то в верхней плоскости крышки корпуса (рис. А4; А13) предусматривают отверстие под отдушину. Иногда по конструктивным соображениям контроль уровня смазки зацепления осуществляют жезловым маслоуказателем, установленным в крышке корпуса (см. рис. А4, А13), для чего предусматривается специальное отверстие. Эти отверстия можно использовать и для заливки масла.

б) Установочные штифты (см. рис. 10.55). Расточку отверстий под подшипники (подшипниковые гнезда) в крышке

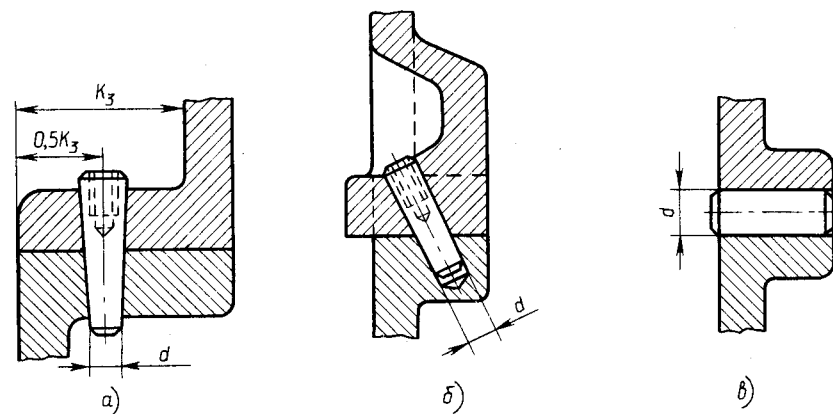


Рис. 10.55. Фиксирование крышки корпуса штифтами:

*a* — коническими вертикально; *б* — коническими под углом; *в* — цилиндрическими горизонтально

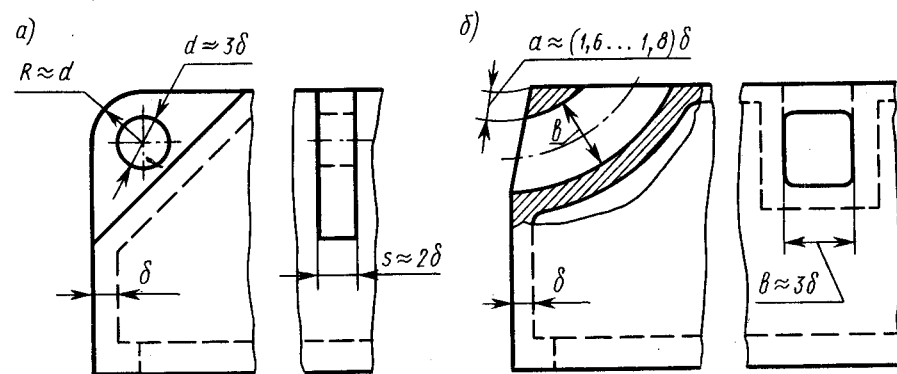


Рис. 10.56. Проушины для подъема редуктора в виде:

*a* — ребер с отверстиями; *б* — сквозных отверстий в корпусе

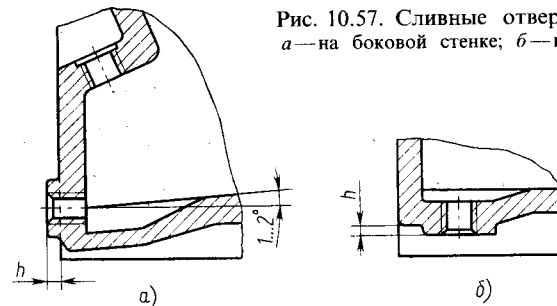


Рис. 10.57. Сливные отверстия:

*a* — на боковой стенке; *б* — в дне

и основании корпуса производят в сборе. Перед расточкой отверстий в этом соединении устанавливают два фиксирующих штифта на возможно большем расстоянии друг от друга для фиксации относительного положения крышки корпуса и основания при последующих сборках. Фиксирующие конические штифты (табл. К44, К45) располагают наклонно или вертикально (см. рис. 10.55, а, б) в зависимости от конструкции фланца. Там, где невозможно применение конических штифтов, встык соединения ставят со стороны каждой стенки по одному (всего четыре) цилиндрическому штифту (см. рис. 10.55, в; табл. К43). Диаметр штифта  $d = (0,7...0,8)d_3$ , где  $d_3$  — диаметр соединительного винта (см. табл. 10.17).

в) Отжимные винты (рис. А1...А18). Уплотняющее покрытие плоскости разбега склеивает крышку и основание корпуса. Для того чтобы обеспечить их разъединение, при разборке рекомендуют применять отжимные винты, которые ставят в двух противоположных местах крышки корпуса. Диаметр отжимных винтов принимают равным диаметру соединительных  $d_3$  или подшипниковых  $d_2$  стяжных винтов (см. табл. 10.17).

г) Проушины (см. рис. 10.56). Для подъема и транспортировки крышки корпуса и собранного редуктора применяют проушины, отливая их заодно с крышкой (см. рис. 10.39; 10.41...10.44). По варианту рис. 10.56, а проушина выполнена в виде ребра с отверстием, по рис. 10.56, б — в виде сквозного отверстия в корпусе. Выбор конструкции проушины зависит от размеров и формы крышки корпуса.

д) Отверстия под маслоуказатель и сливную пробку (рис. 10.57). Оба отверстия желательно располагать рядом на одной стороне основания корпуса в доступных местах. Нижняя кромка сливного отверстия должна быть на уровне дна или несколько ниже него. Дно желательно делать с уклоном  $1...2^\circ$  в сторону отверстия. У самого отверстия в отливке основания корпуса выполняют местное углубление для стока масла и отстоявшейся грязи. Отверстие под маслоуказатель должно располагаться на высоте, достаточной для точного замера верхнего и нижнего уровней масла. Форма и размеры отверстий зависят от типа выбранных маслоуказателя и сливной пробки (см. 10.8, п. 1). Наружные стороны отверстий оформляют опорными платиками. При установке маслоуказателя и сливной пробки с цилиндрической резьбой обязательно применяют уплотнительные прокладки из паронита или резинового кольца. Пробка с конической резьбой не требует уплотнения.

## 10.6. Конструирование элементов открытых передач (рис. 10.4, е; 10.5, е; 10.6, е)

Основные геометрические размеры элементов открытых передач (колес, шкивов, звездочек) определены в задаче 5 (см.

табл. 5.3; 5.6; 5.10). Конструкция колес, шкивов и звездочек зависит от взаиморасположения и размеров редуктора и открытой передачи, способа изготовления и материала элементов открытой передачи, а также от способа крепления и осевого фиксирования на валу.

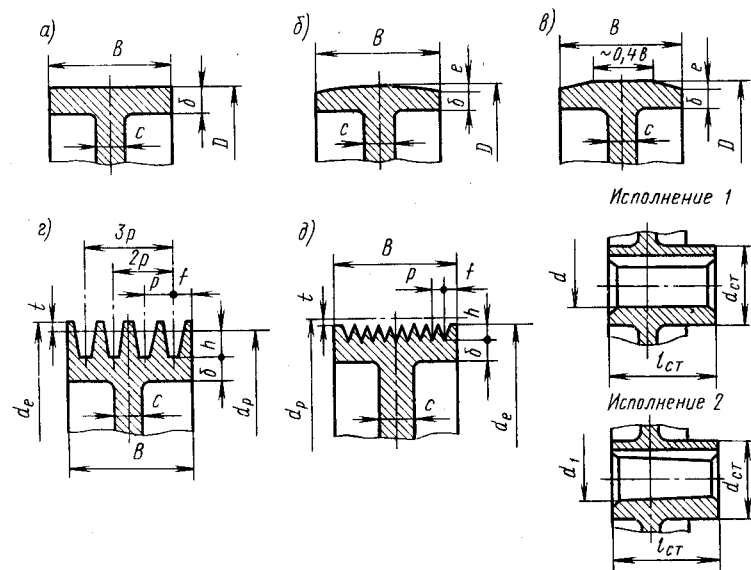
Аналогично колесам редукторной передачи (см. 10.1) открытые зубчатые колеса, шкивы и звездочки состоят из трех конструктивных частей — обода, диска и ступицы (рис. 10.7).

1. Конструирование зубчатых колес. Шестерня открытой зубчатой передачи изготавливается насадной из поковок (см. рис. А4, А18), а колесо, как правило, большого диаметра изготавливается литым или составным (см. рис. 10.1; 10.3). Нормы, правила и методы конструирования зубчатых колес открытых передач такие же, как и колес редукторной передачи (см. табл. 10.2; 10.3).

2. Конструирование шкивов ременных передач. Шкивы изготавливают из чугуна, легких сплавов, сварными из стали, а также из пластмасс. В проектируемых ременных передачах при окружной скорости  $v < 30$  м/с шкивы изготавливают литыми из чугуна СЧ15.

Расчет конструктивных элементов шкивов выполняется по табл. 10.23.

Таблица 10.23. Конструкция шкивов



| Элемент шкива | Параметр                                                                                                                    | Значение                                                                                                                                                          |
|---------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Обод          | Диаметр шкива конструктивный:<br>для клиновых ремней<br>для поликлиновых ремней                                             | $d_e = d_p + 2t$<br>$d_e = d_p - 2t$                                                                                                                              |
|               | Ширина шкива передач:<br>плоскоременных<br><br>клиноременных (поликлиноременных)                                            | $B$ — выбирается в зависимости от ширины ремня (см. 5.1, п. 12)<br>$B = (z - 1)p + 2f$                                                                            |
|               | Толщина для чугунных шкивов передач:<br>плоскоременных<br>клиноременных<br>поликлиноременных<br>Толщина для стальных шкивов | $\delta_{\text{чуг}} = 0,03(D + 2B)$<br>$\delta_{\text{чуг}} = (1,1 \dots 1,3)e$<br>$\delta_{\text{чуг}} = 1,6e$<br>$\delta_{\text{ст}} = 0,8\delta_{\text{чуг}}$ |
| Диск          | Толщина Отверстия                                                                                                           | $C = (1,2 \dots 1,3)\delta$<br>См. табл. 10.4                                                                                                                     |
| Ступица       | Диаметр внутренний<br>Диаметр наружный для шкивов:<br>чугунных<br>стальных<br>Длина                                         | $d = d_1$ (табл. 7.1)<br>$d_{\text{ст}} = 1,6d$<br>$d_{\text{ст}} = 1,55d$<br>$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5)d$                                                  |

Примечания: 1. Конструкция ободов шкивов передач:  $a$ ,  $b$ ,  $в$  — плоскоременной;  $г$  — клиноременной;  $д$  — поликлиноременной. 2. Число ремней (клиньев)  $z$  — см. табл. 5.6; размеры  $t$ ,  $p$ ,  $f$  — см. табл. К40. 3. Полученные значения  $d_{\text{ст}}$ ,  $l_{\text{ст}}$ ,  $\delta$  округлить до ближайших из ряда предпочтительных чисел (см. табл. 13.15).

### Особенности конструирования шкивов.

**Обод.** Внешняя поверхность обода шкива плоскоременной передачи (см. рис. к табл. 10.23) имеет форму кругового цилиндра (рис.  $a$ ). В быстроходных передачах внешнюю поверхность обода одного или двух шкивов следует выполнять сферической (рис.  $b$ ) или с двумя конусами (рис.  $в$ ). При этом ремень лучше фиксируется на шкивах и не сбегает с них во время работы передачи. Величину выпуклости  $e$  принимают по табл. 10.24.

**Ступица.** Варианты расположения ступицы по отношению к ободу, приведенные на рис. 10.58, могут быть применены к шкивам любого типа ременной передачи (см. рис. к табл. 10.23). При этом следует учесть, что так как шкивы в проектируемых приводах устанавливают на выходные концы валов

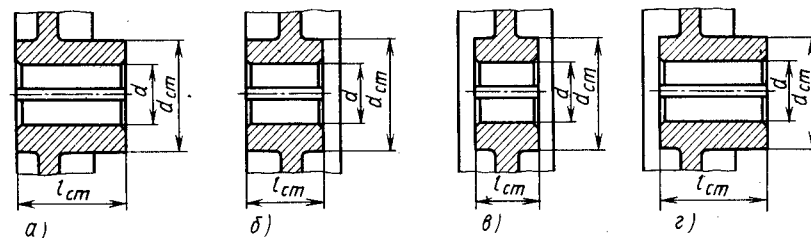


Рис. 10.58. Конструкции ступицы шкива:

$a$  — выступающая с одного торца обода;  $б$  — укороченная с одного торца обода;  $в$  — укороченная с обоих торцов обода;  $г$  — выступающая с одного и укороченная с другого торца обода

Таблица 10.24. Стрела выпуклости  $e$  шкивов плоскоременных передач, мм

| Диаметр шкива $D$ | 40...112 | 125...140 | 160...180 | 200...224 | 250...280 | 315...355 |
|-------------------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| $e$               | 0,3      | 0,4       | 0,5       | 0,6       | 0,8       | 1,0       |

редуктора консольно, то для уменьшения изгибающего момента этого участка вала их нужно располагать как можно ближе к опоре (см. рис. А6, А9, А17).

**Диск.** Шкивы с диаметром  $d \leq 350$  мм выполняют со сплошным диском или с диском, имеющим отверстия для уменьшения массы и удобства транспортировки (см. рис. А5, А17). В шкивах с диаметром  $d > 200$  мм для уменьшения изгибающего момента консольного участка вала диск можно выполнить конусным (рис. А8).

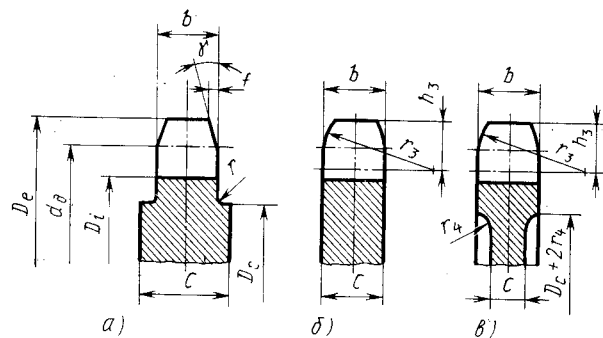
**3. Конструирование звездочек роликовых цепей.** Звездочки изготавливают из сталей 40 и 45 по ГОСТ 1050—74 или 40Л и 45Л по ГОСТ 977—88. Конструкция звездочек разрабатывается с учетом стандарта на профиль зубьев и поперечное сечение обода по ГОСТ 591—69 (табл. 10.25).

### Особенности конструирования звездочек.

**Обод и диск.** Форму поперечного сечения обода выбирают в зависимости от соотношения толщины диска  $C$  и диаметра обода  $D_e$  (рис. 10.59). Так, при малой  $C$  и большом  $D_e$  целесообразно изготовление методом сварки (рис.  $г$ ); при большой  $C$  и  $D_e \leq 200$  мм выгодна форма сплошного диска или диска с отверстиями, позволяющая экономить металл (см. рис.  $a$ ,  $б$ ; рис. А12, А14); возможность заменить только диск при износе зубьев (рис.  $в$ ) используется при  $D_e > 200$  мм (см. рис. А1).

**Ступица.** Положение ступицы относительно диска с ободом принимается по конструктивным соображениям, но при

Таблица 10.25. Конструкция звездочек однорядных роликовых цепей



мм

| Элемент звездочки | Параметр                                                      | Значение                                                                 |
|-------------------|---------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|
| Обод              | Ширина зуба                                                   | $b = 0,93b_3 - 0,15$ мм                                                  |
|                   | Радиус закругления зуба (наибольший)                          | $r_3 = 1,7d_3$                                                           |
|                   | Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закругления   | $h_3 = 0,8d_3$                                                           |
|                   | Угол скоса и фаска зуба                                       | $\gamma = 20^\circ$ ; $f \approx 0,2b$                                   |
|                   | Радиус закругления при шаге:<br>$p \leq 35$ мм<br>$p > 35$ мм | $r_4 = 1,6$ мм<br>$r_4 = 2,5$ мм                                         |
| Диск              | Толщина                                                       | $C = b + 2r_4$ — рис. а,<br>$C = b$ — рис. б,<br>$C = b - 2r_4$ — рис. в |
|                   | Диаметр проточки                                              | $D_c = p \operatorname{ctg}(180^\circ/z) - 1,3h$                         |
|                   | Отверстия                                                     | См. табл. 10.4                                                           |
| Ступица           | Диаметр внутренний<br>Диаметр наружный                        | $d = d_1$ (табл. 7.1)<br>$d_{ст} = 1,55d$                                |
|                   | Длина                                                         | $l_{ст} = (0,8 \dots 1,5)d$                                              |

Примечания: 1. Диаметры  $d_b$ ,  $D_e$ ,  $D_i$ , шаг цепи  $p$  и число зубьев звездочки  $z$  — см. табл. 5.10. 2. Размеры  $d_3$ ,  $b_3$ ,  $h$  — см. табл. К32.

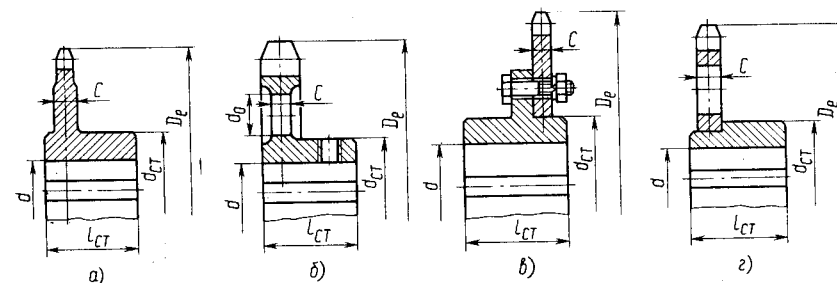


Рис. 10.59. Конструкции звездочек втулочно-роликовых цепей:  
а — без проточек на диске; б — с проточками на диске; в — со съёмным ободом; г — с приварным ободом

этом следует учесть, что так как звездочка в проектируемых приводах устанавливается на выходной конец тихоходного вала редуктора консольно, то для уменьшения изгибающего момента этого участка вала ее нужно располагать как можно ближе к опоре (см. рис. А1, А11, А12, А14).

#### 4. Установка элементов открытых передач на вал.

а) Сопряжение с валом. Элементы открытых передач сажают на цилиндрические или конические посадочные поверхности выходных концов валов. Для передачи вращающего момента используют шпоночные соединения (см. 10.3, п. 1). При установке элементов открытых передач на цилиндрические концы валов применяют следующие посадки:

при нереверсивной работе без толчков и ударов —  $H7/k6$ ;  
при нереверсивной работе с умеренными толчками —  $H7/m6$  ( $n6$ );  
при реверсивной работе с большими толчками и ударами —  $H7/n6$  ( $p6$ ).

б) Осевая фиксация и осевое крепление. Зависит от конструкции выходного конца вала (см. 10.2, п. 1), положения ступицы относительно обода элемента открытой передачи, а также от отношения длины ступицы  $l_{ст}$  к ее внутреннему диаметру  $d - l_{ст}/d$ .

Посадка на цилиндрический конец вала. При относительно длинной, односторонней выступающей ступице ( $l_{ст}/d \geq 0,8$ ) деталь фиксируют установочным винтом (см. рис. 10.59, б; табл. К3).

При двусторонней выступающей ступице и отношении  $l_{ст}/d = 1 \dots 1,5$  деталь фиксируют с торца вала круглой шлицевой гайкой и стопорной многолапчатой шайбой (см. рис. 10.22; А2; А11; табл. К8, К36) или концевой шайбой (см. рис. 10.21, а; А10, А12; табл. К34). Противоположный торец ступицы упирается в буртик между 1-й и 2-й ступенями вала (см. рис. А1, А2, А5) или в распорную втулку между

подшипником и ступицей детали (см. рис. 10.18). В этом случае должен быть предусмотрен зазор  $C$  между буртиком вала и торцем втулки.

**Посадка на конусный конец вала.** При больших нагрузках, работе с толчками, ударами и при реверсивном режиме работы с частыми пусками и остановками предпочтительно устанавливать колеса и другие детали на конусные концы валов, несмотря на большую сложность их изготовления. При этом для создания натяга осевая фиксация осуществляется с торца вала гайкой и стопорной шайбой с носком (см. рис. 10.19; табл. К7, К37); круглой шлицевой гайкой и стопорной многолапчатой шайбой (см. рис. А8; табл. К8, К36); концевой шайбой (см. рис. 10.17; табл. К34). *При посадке детали на конический участок вала нельзя упирать ее в буртик вала, так как при этом не может быть гарантирован необходимый натяг.*

### 10.7. Выбор муфт (рис. 10.4, е; 10.5, е; 10.6, е)

В проектируемых приводах применены компенсирующие разъемные муфты нерасцепляемого класса в стандартном исполнении.

*Для соединения выходных концов двигателя и быстроходного вала редуктора, установленных, как правило, на общей раме, применены упругие втулочно-пальцевые муфты и муфты со звездочкой. Эти муфты обладают достаточными упругими свойствами и малым моментом инерции для уменьшения пусковых нагрузок на соединяемые валы (см. табл. К21, К23).*

*Для соединения выходных концов тихоходного вала редуктора и приводного вала рабочей машины применены цепные муфты и муфты с торообразной оболочкой. Эти муфты обладают достаточной податливостью, позволяющей компенсировать значительную несоосность валов. Кроме того, к ним не предъявляются требования малого момента инерции (см. табл. К25, К26).*

Применяемые муфты обеспечивают надежную работу привода с минимальными дополнительными нагрузками, компенсируя неточности взаимного расположения валов вследствие неизбежных осевых  $\Delta a$ , радиальных  $\Delta r$  и угловых  $\Delta \gamma$  смещений.

Однако при расчете опорных реакций в подшипниках следует учитывать действие со стороны муфты силы  $F_m$ , вызванной радиальным смещением валов  $\Delta r$  (см. 6.3, п. 7; рис. 8.3; 8.4). Угловые смещения валов незначительны и нагрузки, вызванную ими на валы и опоры, можно не учитывать.

**1. Определение расчетного момента и выбор муфты.** Основной характеристикой для выбора муфты является номинальный вращающий момент  $T$ , Н·м, установленный стандартом (см.

табл. К21...К26). Муфты выбирают по большему диаметру концов соединяемых валов и расчетному моменту  $T_p$ , который должен быть в пределах номинального:

$$T_p = K_p T_1 (T_2) \leq T,$$

где  $K_p$  — коэффициент режима нагрузки (табл. 10.26);  $T_1 (T_2)$  — вращающий момент на соответствующем валу редуктора, Н·м (см. табл. 2.5).

Таблица 10.26. Значения коэффициента режима нагрузки

| Тип машины                             | $K_p$       |
|----------------------------------------|-------------|
| Конвейеры ленточные                    | 1,25...1,50 |
| Конвейеры винтовые, цепные, скребковые | 1,5...2,0   |
| Краны, лебедки, элеваторы              | 2,0...3,0   |

Стандартные муфты предусмотрены двух типов — с цилиндрическим и коническим посадочным отверстием (муфта со звездочкой — только с цилиндрическим), а каждый тип — двух исполнений: для длинных и коротких концов валов. Рекомендуемые для проектируемых приводов муфты принимаются для коротких концов валов и указаны в технических заданиях (см. табл. Т31...Т318).

Стандарт допускает сочетание полумуфт с различными диаметрами посадочных отверстий  $d$ , если эти муфты предназначены для передачи одного и того же номинального вращающего момента, а для цепных муфт в технически обоснованных случаях — для передачи различных моментов. В отдельных случаях для упругих втулочно-пальцевых муфт допускается диаметр одной из полумуфт уменьшить до любого значения, установленного стандартом для других номинальных моментов.

**2. Муфты упругие втулочно-пальцевые.** Муфты получили широкое распространение благодаря простоте конструкции и удобству замены упругих элементов. Однако они имеют небольшую компенсирующую способность и при соединении несоосных валов оказывают большое силовое воздействие на валы и опоры, при этом резиновые втулки быстро выходят из строя.

Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры муфт, допускаемые смещения осей валов определяют по табл. К21.

Полумуфты изготавливают из чугуна марки СЧ 20 (ГОСТ 1412—85) или стали 30Л (ГОСТ 977—88); материал пальцев — сталь 45 (ГОСТ 1050—74); материал упругих втулок — резина с пределом прочности при разрыве не менее 8 Н/мм<sup>2</sup>.

Радиальная сила, вызванная радиальным смещением, определяется по соотношению

$$F_m = c_{\Delta r} \Delta r,$$

где  $\Delta r$ —радиальное смещение, мм (см. табл. K21);  $c_{\Delta r}$ —радиальная жесткость муфты, Н/мм (табл. 10.27), зависит от диаметра посадочного места полумуфты; для диаметров, не указанных в таблице, применить линейное интерполирование.

Таблица 10.27. Радиальная жесткость упругих втулочно-пальцевых муфт

| $d$ , мм              | 16   | 20   | 25   | 30   | 40   |
|-----------------------|------|------|------|------|------|
| $c_{\Delta r}$ , Н/мм | 1550 | 2160 | 2940 | 3920 | 5400 |

**3. Муфты упругие со звездочкой.** Компенсирующие способности муфты невелики. При соединении несоосных валов муфта оказывает на них значительное силовое воздействие, хотя и меньшее, чем втулочно-пальцевая муфта. Муфты со звездочкой обладают большой радиальной, угловой и осевой жесткостью и требуют точного монтажа узлов.

Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры муфт, допускаемые смещения осей валов определяют по табл. K23. Полумуфты изготавливают из стали 35 (ГОСТ 1050—74); материал звездочек—резина с пределом прочности при разрыве не менее 10 Н/мм<sup>2</sup>.

Радиальная сила, вызванная радиальным смещением, определяется по соотношению

$$F_m = c_{\Delta r} \Delta r,$$

где  $\Delta r$ —радиальное смещение, мм (см. табл. K23);  $c_{\Delta r}$ —радиальная жесткость муфты, Н/мм (табл. 10.28), зависит от диаметра посадочного места полумуфты; для диаметров, не указанных в таблице, применить линейное интерполирование.

Таблица 10.28. Радиальная жесткость муфт со звездочкой

| $d$ , мм              | 12; 14 | 16; 18 | 20; 22 | 25; 28 | 32; 36 | 40; 45 |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $c_{\Delta r}$ , Н/мм | 300    | 490    | 800    | 900    | 1120   | 1320   |

**4. Муфты упругие с торообразной оболочкой.** Муфты просты по конструкции и обладают высокой податливостью, что позволяет применять их в конструкциях, где трудно обеспечить соосность валов, при переменных ударных нагрузках, а также при значительных кратковременных перегрузках.

Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры муфт, допускаемые смещения осей валов определяют по табл. K25.

Материал полумуфт—сталь Ст3 (ГОСТ 380—71); материал упругой оболочки—резина с пределом прочности при разрыве не менее 10 Н/мм<sup>2</sup>. При предельно допустимых для муфты смещениях радиальная сила и изгибающий момент от нее

невелики, поэтому при расчете валов и их опор этими нагрузками можно пренебречь.

**5. Цепные муфты.** Обладают хорошими компенсирующими свойствами. В качестве соединительного элемента полумуфт-звездочек применяют стандартные цепи; при монтаже и демонтаже этих муфт не требуется осевого смещения узлов.

Так как в шарнирах самой цепи и в сопряжении ее со звездочками имеются зазоры, то эти муфты не применяют в реверсивных приводах, а также в приводах с большими динамическими нагрузками.

Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры муфт, допускаемые смещения осей валов определяют по табл. K26. Размеры диаметров зубчатого венца полумуфт рассчитывают, как для звездочек цепной передачи роликовой цепью (см. 5.4) по шагу цепи  $p$  и количеству зубьев  $z$ , выбранных по стандарту муфты. Конструирование звездочек—полумуфт—выполняют по рекомендациям табл. 10.25. Полумуфты изготавливают из стали 45 (ГОСТ 1050—74) или стали 45Л (ГОСТ 966—88).

В проектируемых муфтах применяют однорядные втулочно-роликовые цепи (ГОСТ 13568—81, табл. K32). Профиль зубьев полумуфт—по ГОСТ 591—69. Для удержания смазки муфту закрывают разъемным кожухом с встроенными уплотнениями и фиксирующим винтом или штифтом, обеспечивающим совместное вращение с муфтой и предотвращение смещения кожуха (см. рис. к табл. K26).

Радиальную силу, с которой муфта действует на вал, принимают

$$F_m \approx 0,25 F_t,$$

где  $F_t$ —окружная сила на делительном диаметре звездочки (см. 5.4, п. 12, б).

#### 6. Установка муфт на валах.

а) Сопряжение с валом. Проектируемые муфты состоят из двух полумуфт, устанавливаемых на выходные концы валов на шпоночном соединении призматическими шпонками (см. табл. K42). Полумуфты соединяются между собой деталями (пальцами, упругой звездочкой, цепью, торообразным упругим элементом), передающими вращающий момент (см. рис. 10.1...10.3).

На цилиндрические концы валов полумуфты устанавливают по следующим посадкам:

при нереверсивной работе без толчков и ударов— $H7/k6$ ;

при нереверсивной работе с умеренными толчками— $H7/m6$  ( $n6$ );

при реверсивной работе с большими толчками и ударами— $H7/p6$  ( $p6$ ).