

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Тольяттинский государственный университет
Кафедра «Механика и инженерная защита окружающей среды»

**Эскизная компоновка
редукторов**

Методическое пособие

Составители: Пахоменко А.Н.
Авдонченкова Г.Л.

Тольятти 2006

СОДЕРЖАНИЕ

1. Компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по развернутой схеме	3
2. Компоновка двухступенчатого соосного редуктора	5
3. Компоновка конического редуктора	5
4. Компоновка червячного редуктора	9
5. Рекомендации по проектированию корпуса редуктора	11
6. Корпуса редукторов	16
6.1. Цилиндрические редукторы, выполненные по развернутой схеме	16
6.2. Цилиндрические соосные редукторы	32
6.3. Конические и коническо-цилиндрические редукторы	37
6.4. Червячные редукторы	38
6.5. Корпуса коробок скоростей	41
6.6. Оформление мест соединения корпуса с фланцем электродвигателя	45
6.7. Крышки люков	47
6.8. Сварные корпуса	49
7. Конструирование шкивов и натяжных устройств	52
7.1. Выбор типа и основных параметров ременной передачи	52
7.2. Конструкции шкивов	53
7.3. Натяжные устройства	55
8. Маслоуказатели и отдушины	58
9. Конструирование уплотнительных устройств	62
9.1. Манжетные уплотнения	63
9.2. Торцовые уплотнения	66
9.3. Щелевые уплотнения	71
9.4. Лабиринтные уплотнения	72
9.5. Центробежные и комбинированные уплотнения	74
10. Литература	76

1. Компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по развернутой схеме

Компоновочный чертёж редуктора выполняется на основе данных расчёта зубчатой передачи, уплотнительных элементов, проверочного расчёта валов, выбора типа смазки и корпуса редуктора.

Компоновка выполняется в одной проекции – по месту разъёма корпуса при снятой крышке редуктора. Оформление осуществляется на миллиметровой бумаге в наиболее рациональном масштабе, наиболее рекомендуется масштаб 1:1. Для оформления компоновки редуктора необходимо:

- 1.1 Нанести оси быстроходного, промежуточного и тихоходного валов на расстоянии a_{wb}, a_{wt} (рис.1).
- 1.2 Вычертить упрощенно шестерню и колесо в виде прямоугольников по размерам d_{a1}, b_1, d_{a2}, b_2 .
- 1.3 Рассчитать и отложить расстояние между торцем зубчатого колеса быстроходной ступени и торцем шестерни тихоходной ступени $C=(0,4...1)\delta$, где δ - толщина стенки корпуса редуктора, определяемая по таблице 1.
- 1.4 Измерить по чертежу наибольшее расстояние «L» между внешними поверхностями деталей передачи в миллиметрах.
- 1.5 Вычислить зазор « e_1 » между поверхностями вращающихся зубчатых колес и внутренней поверхностью стенок корпуса по формуле:

$$e_1 = \sqrt[3]{L} + 4 \text{ мм} \quad (1)$$

Значение « e_1 » округляют в большую сторону до целого числа.

- 1.6 Рассчитать минимальный зазор «b» между колесом и стенкой корпуса по формуле $b=1,2\delta$.
- 1.7 Вычертить внутреннюю стенку корпуса редуктора, откладывая последовательно размеры «e» и «b».
- 1.8 Выбрать ориентировочно тип, серию и способ смазки подшипников.

В цилиндрических прямозубых и косозубых редукторах валы обычно устанавливаются на шариковых радиальных подшипниках. Серия подшипника подбирается на основе ресурса работы редуктора и степени нагруженности передачи. Размеры подшипников, наиболее часто применяемых при курсовом проектировании, приведены в справочной литературе.

Кроме того, расположение подшипников в корпусе редуктора может определять способ смазки.

При окружной скорости колес быстроходной ступени $V_{окр} \geq 1$ м/сек достаточно разбрызгивания. При $V_{окр} < 1$ м/сек подшипники смазывают консистентной смазкой, набиваемой в камеру подшипника.

При окружной скорости $V_{окр} \geq 3$ м/сек установить подшипники в глубину посадочного отверстия на расстояние 3...5 мм.

При сравнительно малых скоростях (1...3 м/сек), для облегчения забрызгивания смазки внутрь подшипника, их устанавливают заподлицо с внутренней стенкой корпуса редуктора.

При окружной скорости меньше 1 м/сек подшипник рекомендуется отодвинуть от внутренней стенки корпуса редуктора вглубь отверстия на расстояние 8-10 мм. Это необходимо для установки мазеудерживающего кольца, предотвращающего вытекание консистентной смазки.

- 1.9 Рассчитать глубину гнезда подшипника по формуле $L \geq \delta + 2.5d_6 + 5 \text{ мм}$, где $d_6 = \sqrt{T} \geq 10 \text{ мм}$ - диаметр стяжных болтов, располагаемых возле подшипников. Кроме того, при износе подшипников необходимо предусмотреть способы компенсации при различных типах крышек подшипника: при использовании врезных крышек - компенсаторные болты, при накладных - различные типы уплотнений и т.д.

- 1.10 Провести линию, перпендикулярную оси валов редуктора на расстоянии $L_{от}$ внутренней стенки редуктора. На основании проведенных расчетов и построений, компоновочный чертёж редуктора, позволяющий определить расстояние между опорами (L); координаты

расположения зубчатых колес относительно опор (а, с); размер зазора (e_2) между колесом быстроходной ступени и выходным валом по условию $e_2 \geq (1,5 \dots 2)\delta$; общие габариты редуктора для выявления возможности вписывания его в заданную компоновочную схему привода. На рисунке 1 показана компоновочная схема двух ступенчатого редуктора с развёрнутой схемой

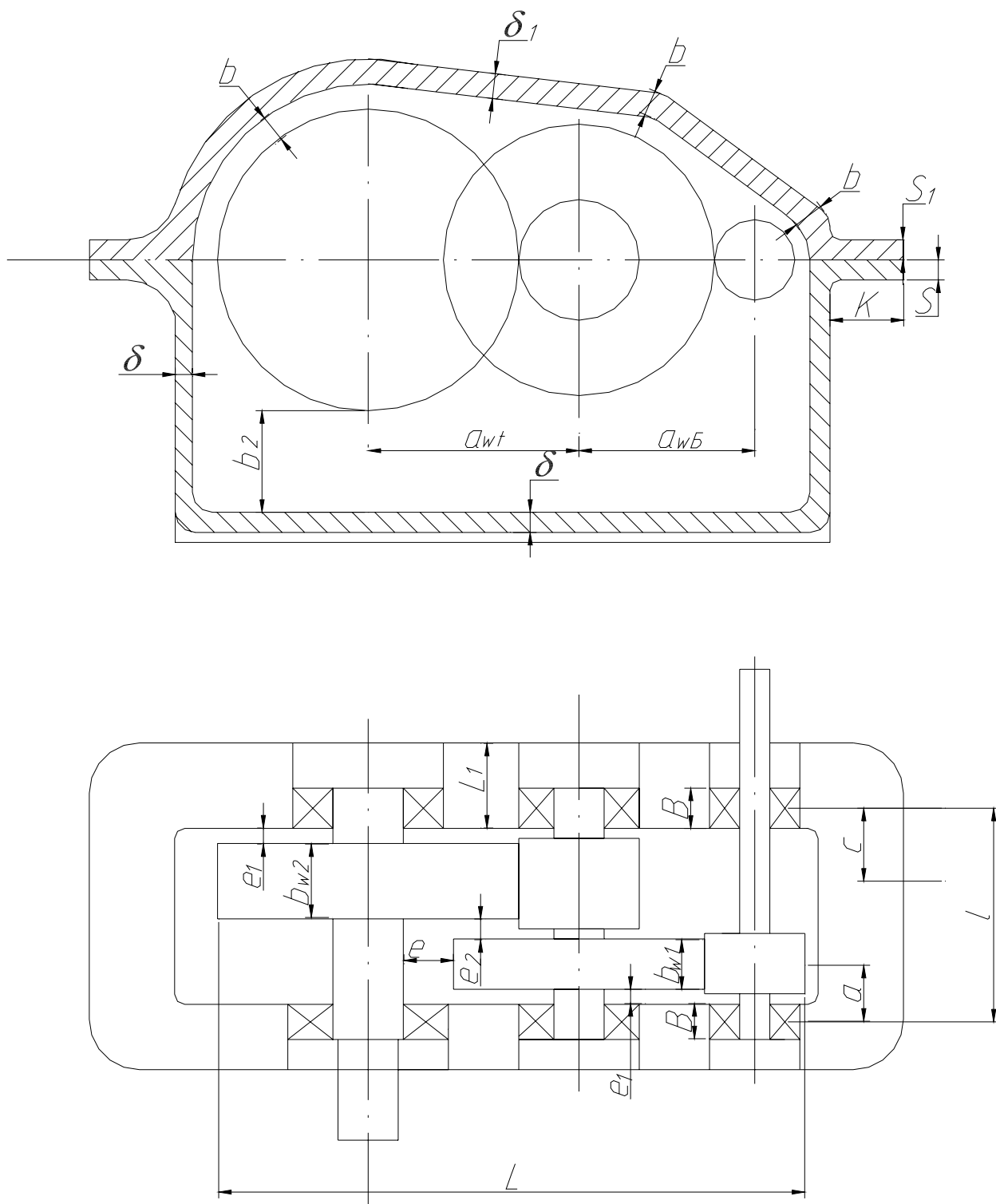


Рисунок 1. Компоновка двухступенчатого редуктора с развёрнутой схемой

2. Компоновка двухступенчатого соосного редуктора

Отличительной особенностью выполнения компоновочного чертежа соосного цилиндрического редуктора является наличие так называемой средней опоры, где размещаются по одному подшипнику ведущего и ведомого валов, ширина которой определяется по формуле $L_s = B_1 + B_2 + 3e_1$, где B_1 и B_2 – ширина подшипников опор ведущего и ведомого валов (рис.2), e_1 – зазор между торцами колес и стенками редуктора. Отверстия для подшипников могут выполняться как гладкими, так и с уступами. Один из примеров компоновки двухступенчатого редуктора по соосной схеме изображён на рисунке 2.

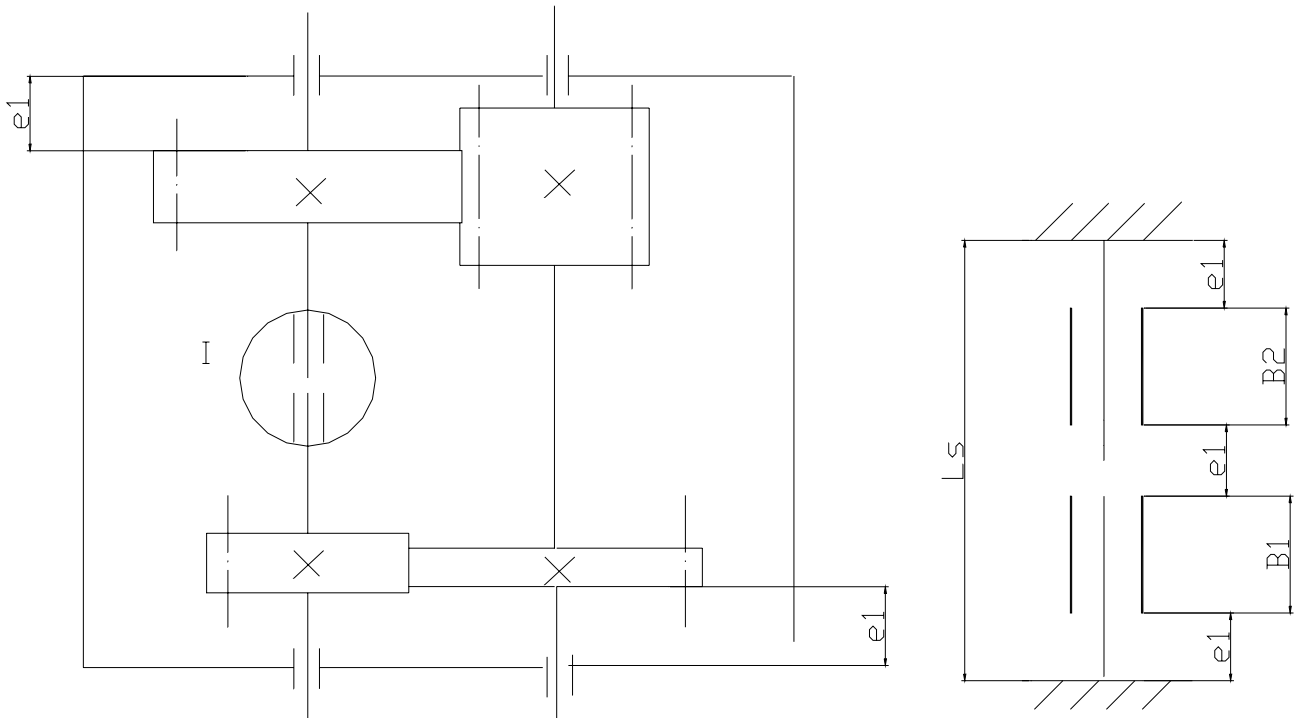


Рисунок 2. Двухступенчатый редуктор с соосной схемой

Компоновка этого редуктора, как правило, начинается с входного и выходного валов. После окончательного расчета этих валов, выбора и проверки долговечности их подшипников, а также предварительного, конструктивного оформления подшипниковых узлов переходят к расчету промежуточного вала и проверке его подшипников.

3. Компоновка конического редуктора

Конический редуктор компокуется так, что ось конической шестерни находится в плоскости симметрии корпуса.

Широко применяется схема установки конической шестерни на консоли вала, смонтированного на двух радиально-упорных подшипниках; при умеренных скоростях применяются роликовые конические подшипники, при быстроходных передачах – шариковые радиально-упорные.

Такого закрепления удаётся избежать путём установки со стороны внутреннего дополнительного конуса роликового подшипника, а со стороны внешнего дополнительного конуса – два радиально-упорных подшипника для восприятия нагрузок в радиальном и осевом направлении.

Иногда два радиально-упорных подшипника заменяются на один сдвоенный подшипник типа 236000 или 336000. Компоновку конического редуктора (рисунок 3) необходимо осуществлять по следующим пунктам:

- 3.1 Провести посередине листа горизонтальную осевую линию – ось быстроходного вала (рис.3).
- 3.2 Наметить вертикальную ось – ось тихоходного вала.
- 3.3 Из точки «О» пересечения осей быстроходного и тихоходного валов под углом δ_1 провести осевые линии делительных конусов и отложить на них внешнее конусное расстояние R_e , обозначить точкой С.
- 3.4 Провести через точку С перпендикуляр к образующей делительного конуса и отложить на нем высоту головки и высоту ножки зуба.
- 3.5 Через полученные точки провести образующие конусов вершин и впадин зубьев, соединяя их с точкой О.
- 3.6 Отложить отрезок, равный ширине зубьев « b_w », по образующей делительного конуса по направлению к точке О.
- 3.7 Через полученные точки провести перпендикуляр к оси быстроходного вала, являющийся торцом шестерни.
- 3.8 От линии торца отложить отрезок, равный длине ступицы шестерни и провести перпендикуляр к оси вала, на котором отложить диаметр ступицы шестерни. Конструктивно оформить колесо.
- 3.9 Измерить габариты передачи – отрезок «L».
- 3.10 Вычертить внутреннюю стенку корпуса редуктора на расстоянии « e_1 » « b » от поверхности зубчатых колес: $e_1 = \sqrt[3]{L+4}$ мм; $b=1,2\delta$.
- 3.11 Выбрать ориентировочно тип, серию, способ смазки подшипников.

Примечание:

1. Коническая шестерня устанавливается на консоли вала, смонтированного на двух радиально –упорных шариковых подшипниках. При умеренных скоростях применяют роликовые конические подшипники. Вал конического колеса также ставят на радиально-упорных шариковых или роликовых конических подшипниках. Подшипники ставят широкими торцами наружных колец наружу(в распор) или вовнутрь (в растяжку).Первый способ установки конструктивно самый простой и наиболее часто применяется.

4 Расположить подшипники в гнезде на расстоянии « e_1 » от внутренней стенки корпуса редуктора как представлено в п. 1.8 .

3.12 Вычертить схематично подшипники по размерам:

B – ширина кольца;

D – диаметр наружного кольца;

$d_{\text{п}}$ – диаметр внутреннего кольца.

3.11 Отложить расстояние A между подшипниками консольного вала (быстроходного), вычисленное по формуле $A=(2,5 \dots 3,5)d_{\text{п}}$ – внутренний диаметр подшипника.

3.14 Оформить глубину гнезда подшипника согласно п. 1.9, 1.10.

Рисунок

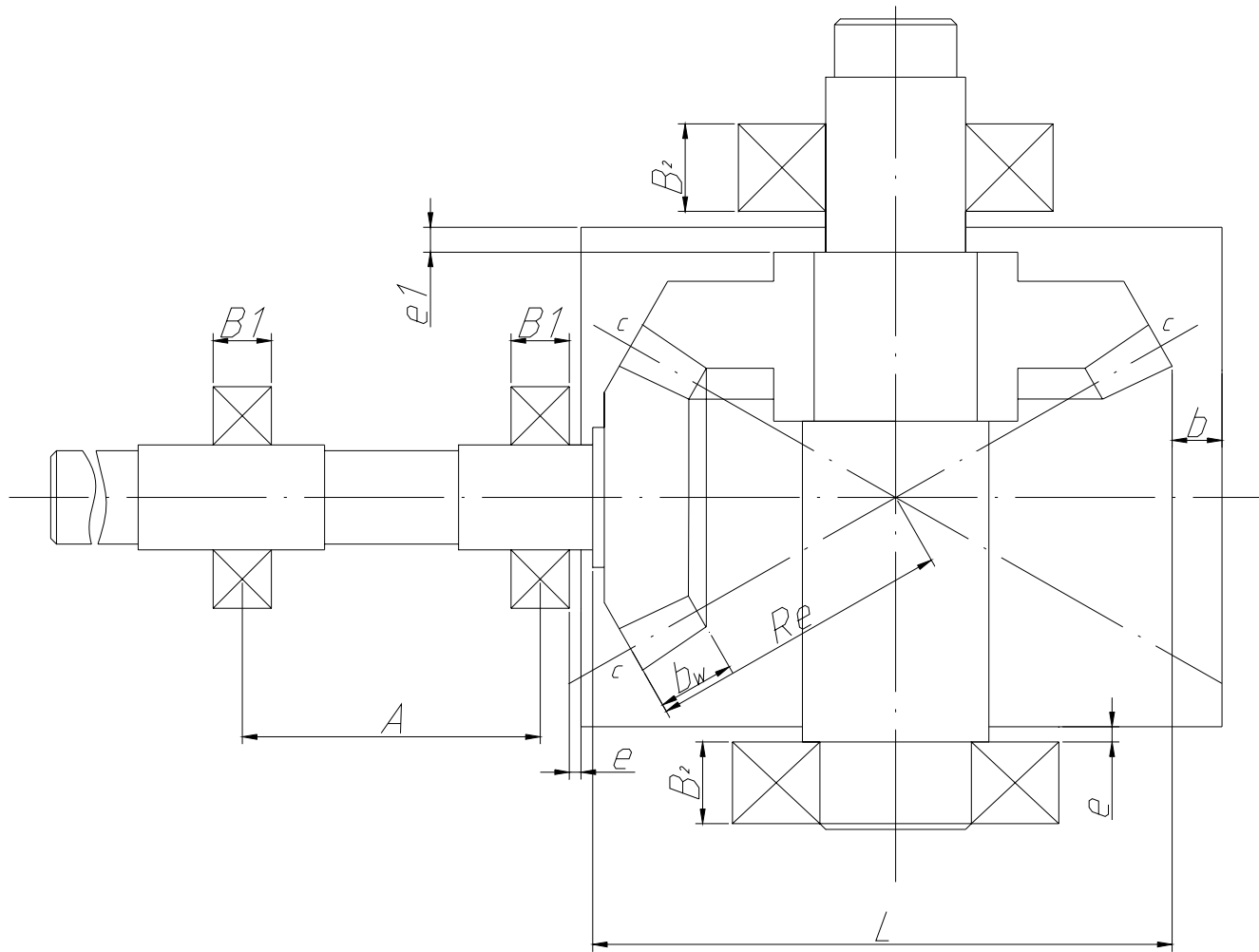


Рисунок 3. Конический редуктор

4. Компоновка червячного редуктора

По конструкторскому исполнению червячные редуктора различают неразъёмные (при межосевом расстоянии меньшем 160мм), имеющие два окна на боковых стенах, через которые при сборке вводится комплект вала, и разъёмные с плоскостью разъёма по оси вала червячного колеса.

Компоновочный чертёж выполняется в двух проекциях – разрез по оси колеса и разрез по оси червяка. В ходе компоновки необходимо:

4.1 По середине листа провести горизонтальную осевую линию (рисунок 4).

4.2 На расстоянии a_w провести вторую осевую линию, параллельную первой.

4.3 провести две вертикальные осевые линии, одна для главного вида, вторую для вида сбоку.

4.4 Вычертить две проекции червяка и червячного колеса, согласно конструктивным размерам, рассчитанный ранее.

4.5 Очертить внутреннюю стенку редуктора, принимая зазор между стенкой и червячным колесом и между стенкой и ступицей червячного колеса:

$$e_1 = \sqrt[3]{L} + 4 \text{ мм}$$

4.6 Вычертить подшипники червяка на расстоянии $y = (0,8..1)d_2$, где d_2 – диаметр делительной окружности червячного колеса, располагая их симметрично относительно среднего сечения червяка. Обычно здесь устанавливают радиально-упорные шариковые подшипники средней серии.

4.7 Выбрать роликовые конические легкой серии подшипники для вала червячного колеса.

4.8 Расположить подшипники в глубине посадочного отверстия на расстоянии « e_3 » от внутренней стенки корпуса редуктора как представлено в п. 1.8.

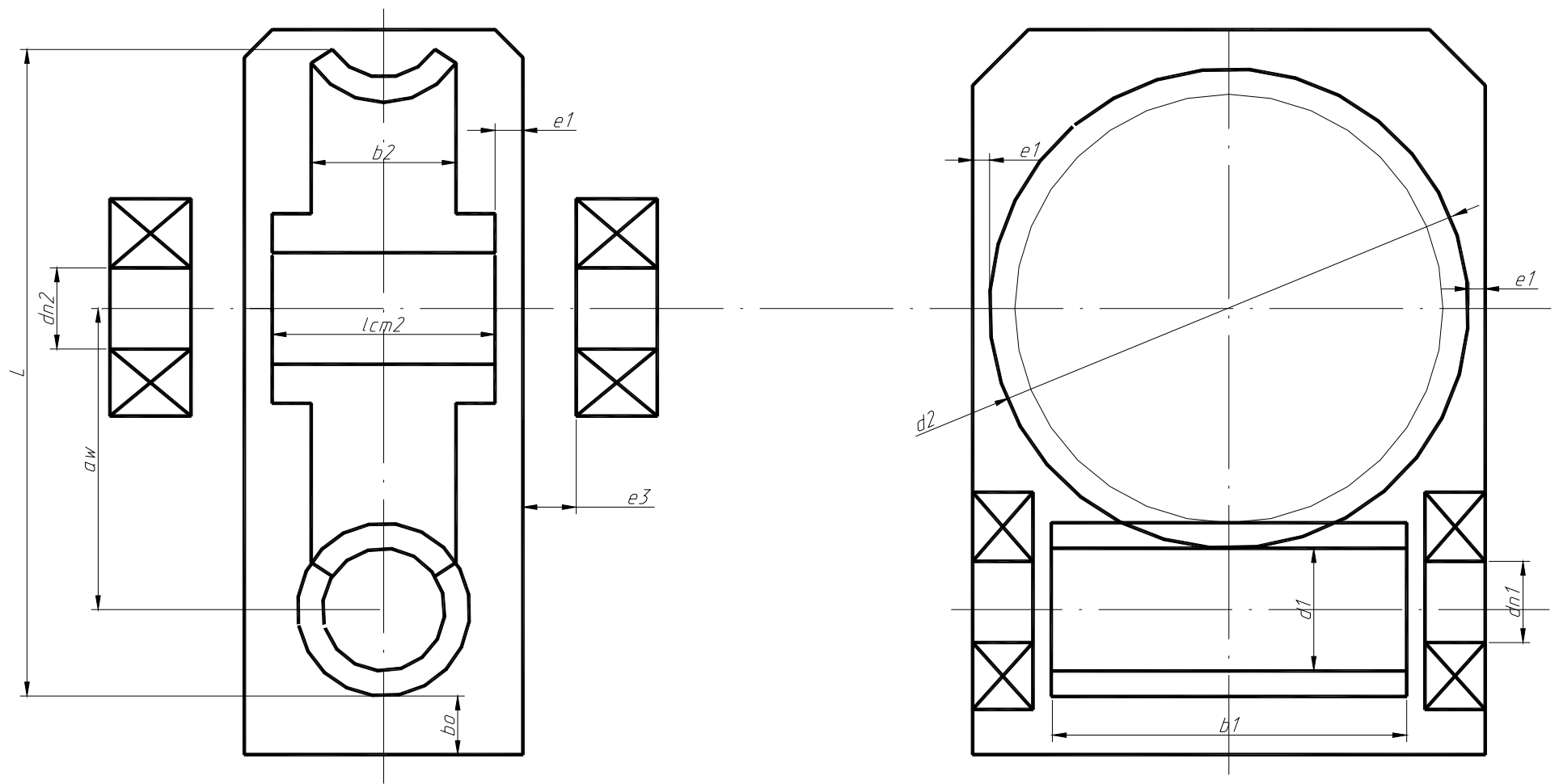


Рисунок 4 Компоновочный чертёж червячного редуктора

5. Рекомендации по проектированию корпуса редуктора

Конструкция разъемных корпусов редукторов показана на рис. 5.6, соотношение между основными размерами представлены в табл.1.

1. Конструкция корпуса с крышками подшипников на болтах целесообразнее конструкции с врезными крышками. Последние, несмотря на простоту и низкую стоимость, имеют существенные недостатки – не обеспечивают достаточной герметичности корпуса, затрудняют осмотр и регулировку подшипников.
2. Расстояние от основания редуктора до линии разъема корпуса Н определяется глубиной погружения колес в масло и количеством заливаемого масла.
3. Расстояние от окружности выступов наибольшего колеса до внутренней поверхности днища корпуса должно составлять не менее 5...10 модулей этого колеса, чтобы продукты износа не взбалтывались, а отстаивались(рис.1).
4. Днище должно иметь уклон в сторону маслоспускного отверстия для более полного слива масла.
5. В корпусе должно быть предусмотрено отверстие для маслоуказателя.
6. Болты, стягивающие корпус у бобышек под подшипники, ставят на приливах, которые позволяют приблизить болты к отверстиям под подшипники и делают соединение более жестким.
7. Отверстия под подшипники одного вала выполняют одинакового диаметра, лучше всего напроход, что облегчает расточку корпуса.
8. Прокладки между корпусом и крышкой редуктора не допускаются, т.к. они могут исказить форму отверстий. Поверхность стыка обрабатывают с шероховатостью не выше Ra1,6 и при монтаже редуктора смазывают герметичной пастой.
9. Крышку и корпус фиксируют друг относительно друга при помощи штифтов, чаще всего конических, установленных на фланцах. Штифты ставят несимметрично относительно продольной оси корпуса.
10. В крышке корпуса делают окно для осмотра зацепления и заливки смазки. По периметру отверстия расположен выступ (платик). Поверхность выступа обрабатывают. Окно закрывают крышкой на винтах.
11. Отдушину, соединяющую внутренний объем редуктора с внешней атмосферой обычно ставят на этой крышке или предусматривают отверстие в крышке корпуса редуктора.
12. Для подъема редуктора в крышку корпуса ввинчивают грузовые болты (рым-болт) или заменяют их проушинами или захватами.

Проектирование корпусов редукторов других типов принципиально не отличаются от рассмотренного.

Небольшие корпуса, а в некоторых случаях корпуса средних размеров могут выполняться неразъемными.

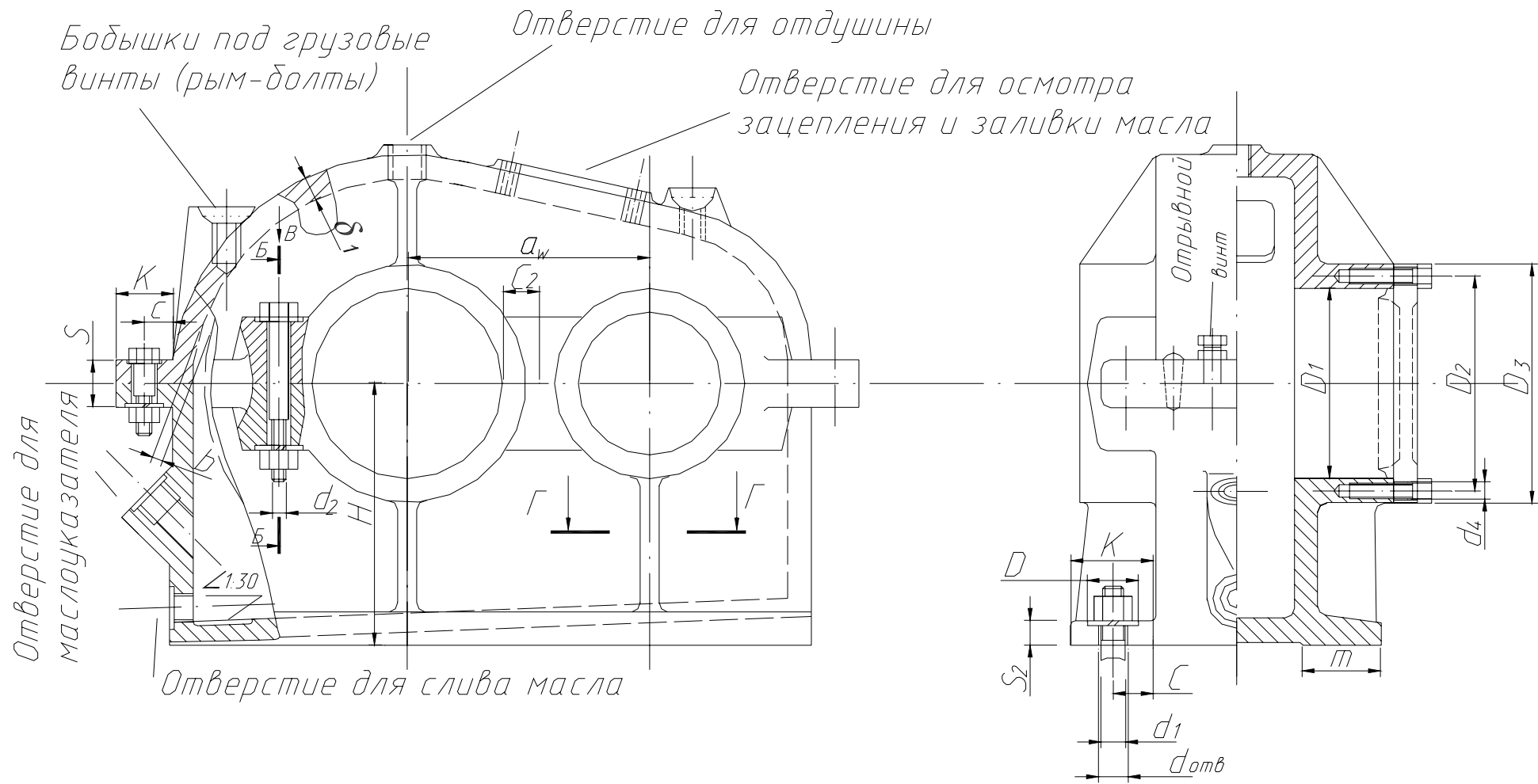
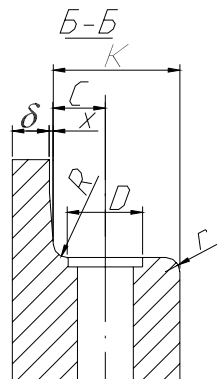
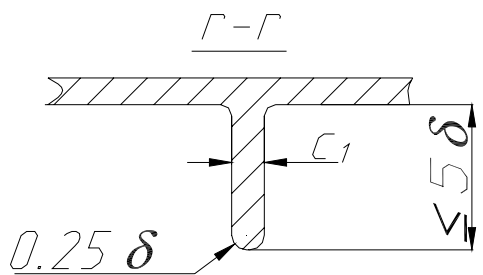
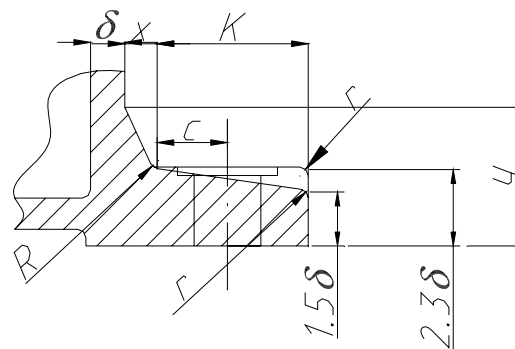


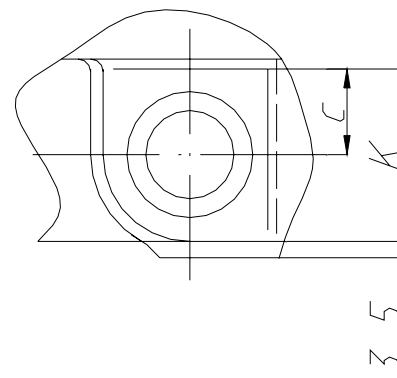
Рисунок 5а. Корпус редуктора.



Вариант лапы корпуса с добышкой



Вид В



Вариант фланца корпуса с добышкой

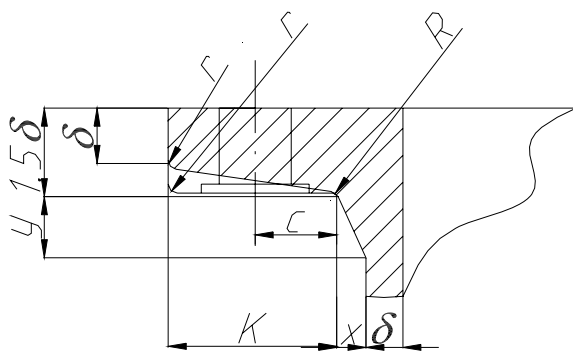


Таблица 1.

Параметр	Обозначение	Ориентировочное значение, мм.
1	2	3
Толщина стенки корпуса редуктора:	δ	Во всех случаях $\delta \geq 8$
Одноступенчатого цилиндрического		$0,025a_w+1$
Одноступенчатого червячного		$0,04a_w+2$
Одноступенчатого конического		$0,05Re+1$
Двухступенчатого цилиндрического		$0,025a_{wT}+3$
Толщина стенки крышки редуктора:	δ	Во всех случаях $\delta_1 \geq 1,5$
Одноступенчатого цилиндрического		$0,2a_w+1$
Одноступенчатого конического		$0,04Re+1$
Одноступенчатого червячного		$0,032a_w+2$
Двухступенчатого цилиндрического		$0,002a_{wT}+3$
Толщина верхнего фланца корпуса	S	$(1,5 \dots 1,75) \delta$
Толщина нижнего фланца корпуса	S_2	$2,35\delta$
Толщина фланца крышки редуктора	S_1	$(1,5 \dots 1,75) \delta_1$
Диаметр фундаментных болтов	d_1	$(0,03 \dots 0,036)a_{wT}+12$ $0,072Re+12$
Диаметр болтов, стягивающих корпус и крышку у бобышек	d_2	$(0,7 \dots 0,75)d_1$
1	2	3
Диаметр болтов, стяги-	d_3	$(0,5 \dots 0,6)d_1$

вающих фланцы корпуса и крышки		
Ширина опорной поверхности нижнего фланца корпуса	m	$K+1,5\delta$
Толщина ребер корпуса	c_1	$(0,8...1)\delta$
Минимальный зазор между колесом и корпусом	v	$1,2\delta$
Координата стяжного болта d_2 у бобышки	c_2	$c_2 \approx (1,0...1,2)d_2$

Продолжение таблицы 1.

Размеры элементов сопряжений литых корпусов			
δ	x	y	R
10...15	3	15	5
15...20	4	20	5
20...25	5	25	5
25...30	6	30	8

d	K	c	$d_{отв}$	D	r	d	k	c	$d_{отв}$	D	r
M6	22	12	7	14	2	M18	46	25	20	34	5
M8	24	13	9	17	3	M20	48	25	22	38	5
M10	28	15	11	20	3	M22	52	27	24	40	5
M12	33	18	13	26	3	M24	54	27	26	45	8
M14	35	18	15	28	3	M27	60	30	29	50	8
M16	40	21	17	32	5	M30	66	33	32	60	8

Примечание: k – ширина фланца, c – координата болта, $d_{отв}$ – диаметр отверстия под болт, D – диаметр планировки, r – радиус закругления, мм.

Размеры гнезд подшипников и крышек на винтах, мм.									
D ₁	D ₂	D ₃	Болты		D ₁	D ₂	D ₃	Болты	
			d ₄	z				d ₄	z
47	68	85	M8	4	110	140	165	M12	6
52	72	90			120	150	175		
62	85	105			125	155	180		
72	95	115			M1	130	160		
80	105	125	140	170		200			
85	110	130	6	150	185	215	M16		
90	115	135		160	195	230			
100	125	145		170	205	240			

6. Корпуса редукторов

Размеры корпусов редукторов определяются числом и размерами размещенных в них деталей, относительным их расположением в пространстве и величиной зазоров между ними. С увеличением размеров корпуса увеличиваются его масса и стоимость. Поэтому обычно стремятся к созданию корпусов минимальных размеров.

6.1. Цилиндрические редукторы, выполненные по развернутой схеме

Для оформления внутреннего контура крышки корпуса (рис. 11.7) из центра колес проводят тонкими линиями дуги окружностей радиусами

$$R_1(R_2) = 0,5d_{a2} + a,$$

где d_{a2} -- внешние диаметры зубчатых колес; a -- зазор, определяемый по соотношению (1.1) (см. с. 10).

Из центра быстроходного вала проводят дугу радиусом

$$R_B = 0,5d_{a1} + a,$$

где d_{a1} -- внешний диаметр шестерни.

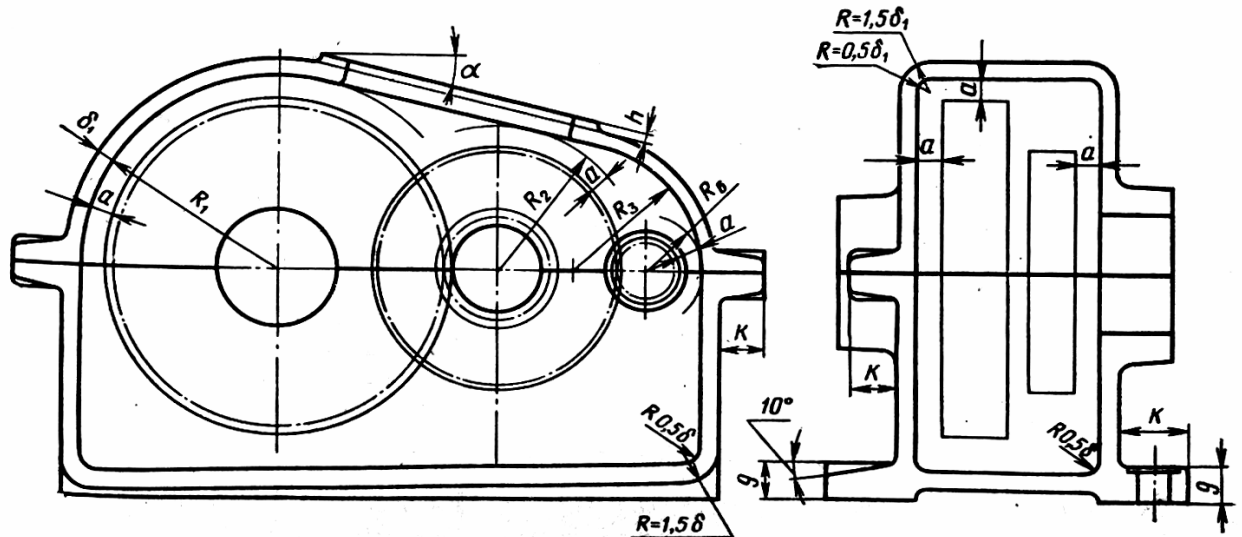


Рис. 11.7

Если диаметр D отверстия в корпусе для опоры быстроходного вала больше, чем d_{a1} , то R_B в находят из выражения

$$R_B = 0,5D + a.$$

Прямую, касательную к окружностям радиусов R_1 и R_2 , плавно сопрягают радиусом R_3 с дугой радиуса R_B .

Внешний контур крышки очерчивают двумя дугами радиусов

$$R_1 + \delta_1; R_3 + \delta_1.$$

Здесь δ_1 -- толщина стенки крышки корпуса;

$$\delta_1 \approx 0,9\delta,$$

где δ -- толщина стенки корпуса. К этим дугам затем проводят касательную и оформляют корпус вертикальными стенками.

Так как диаметры колес всех ступеней передач разные, то верхняя плоскость крышки приобретает наклон, создающий неудобства для ее обработки. Поэтому при относительно малой разности диаметров колес (угол наклона α не более 15°) верхнюю часть крышки лучше выполнять горизонтальной. Внутренний контур такой крышки очерчивают с обеих сторон одинаковым радиусом R_l .

Для осмотра колес и других деталей редуктора и для заливки масла в крышке корпуса делают окно возможно максимальных размеров.

Крепление крышки к корпусу. По всему контуру корпуса и крышки делают специальные фланцы, в которых размещают крепежные винты. Диаметры винтов d для крепления крышки к корпусу и диаметры отверстий d_v (рис. 11.8) на проход винтов в зависимости от межосевого расстояния a_T тихоходной ступени передачи можно брать из табл. 11.3.

Таблица 11.3

М М				
a_T	До 160	Свыше 160 до 220	Свыше 220 до 280	Свыше 280 до 350
d	М12	М14	М16	М18
d_c	13	15	18	20

В работе [26], с. 31, диаметры винтов определяют по формуле

$$d = \sqrt[3]{T} \geq 10 \text{ мм},$$

где T — максимальное значение длительно действующего вращающего момента на тихоходном валу, Н-м.

Крышку крепят к корпусу винтами с наружной шестигранной головкой и гайками (рис. 11.8,а), без гаек (рис. 11.8,б) и винтами с цилиндрической головкой и внутренним шестигранником по ГОСТ 11738-72 (рис. 11.8,в)

Винты для крепления крышки редуктора к корпусу располагают по всему периметру корпуса примерно на одинаковом расстоянии один от другого (см. рис. 11.16) с шагом

$$l_B = (12...15)d.$$

Ширину фланца K выбирают такой, чтобы на нем свободно размещалась гайка или шестигранная головка винта и можно было повернуть гаечный ключ на угол $> 60^\circ$.

При креплении болтами (рис. 11.8,а, б) $K = 2,7 d$;

при креплении винтами (рис. 11.8, в) $K = (2,1...2,2)d$.

Оси винтов размещают на расстоянии $C = 0,5K$ от кромки (рис. 11.8).

Толщину фланцев принимают (рис. 11.8,а, б)

$$b = 1,5\delta, \quad b_l = 1,5\delta_l,$$

где d и d_l — толщины стенок корпуса и крышки. Кроме того, фланцам придают уклон в 10° по направлению к внешней кромке (рис. 11.8, з).

При креплении винтами (рис. 11.8, в) принимают

$$a = (0,8 \dots 1,0) d;$$

$$b = (1,4 \dots 1,6) d;$$

$$b_2 = (1,8 \dots 2,0) d,$$

где d — диаметр винтов.

Подшипниковые гнезда в корпусе должны иметь правильную цилиндрическую форму в долях 7-го качества. При сборке редуктора во время затяжки болтов, соединяющих корпус с крышкой, возможно некоторое смещение крышки относительно корпуса, что вызывает деформацию наружных колец подшипников, имеющих малую жесткость. Кроме того, торцы приливов у подшипниковых гнезд на крышке редуктора и корпуса могут не совпасть, что повлечет перекос крышек подшипников и наружных колец самих подшипников. Следовательно, нужно при сборке редуктора точно фиксировать положение крышки относительно корпуса. Точность фиксирования достигается двумя, обычно коническими, штифтами, которые располагают на возможно большем расстоянии друг от друга. Диаметр штифтов

$$d_{шт} = (0,7 \dots 0,8) d,$$

где d — диаметр крепежного винта. Кроме фиксирования штифты предохраняют крышку и корпус от сдвигов при растачивании отверстий.

Иногда по конструктивным условиям штифты устанавливают в глухие отверстия. В этих случаях применяют штифты с наружной или внутренней резьбой для возможности их удаления из корпуса при разборке узла. Размеры штифтов следует брать из справочников и атласов [1, 6, 11] и по табл. 1.12 и 1.13 приложения I.

Поверхности сопряжения корпуса с крышкой для плотного их прилегания шабруют или шлифуют. При сборке редуктора эти поверхности для лучшего уплотнения смазывают герметиком, так как прокладки в плоскости разреза не ставят из-за возможного нарушения посадки подшипников в корпусе.

Конструктивное оформление приливов для подшипниковых гнезд.

Приливы, в которых располагаются подшипники конструктивно оформляют

по рис. 11.9. Диаметр прилива D_6 принимают

$$D_6 = D_\phi + (4 \dots 5) \text{ мм},$$

где D_ϕ — диаметр фланца крышки подшипника, определяемый по формуле приведенной на с. 102.

Диаметры и число винтов для крепления крышек подшипников принимают по табл. 5.2. Отверстия для этих винтов не должны попадать в плос-

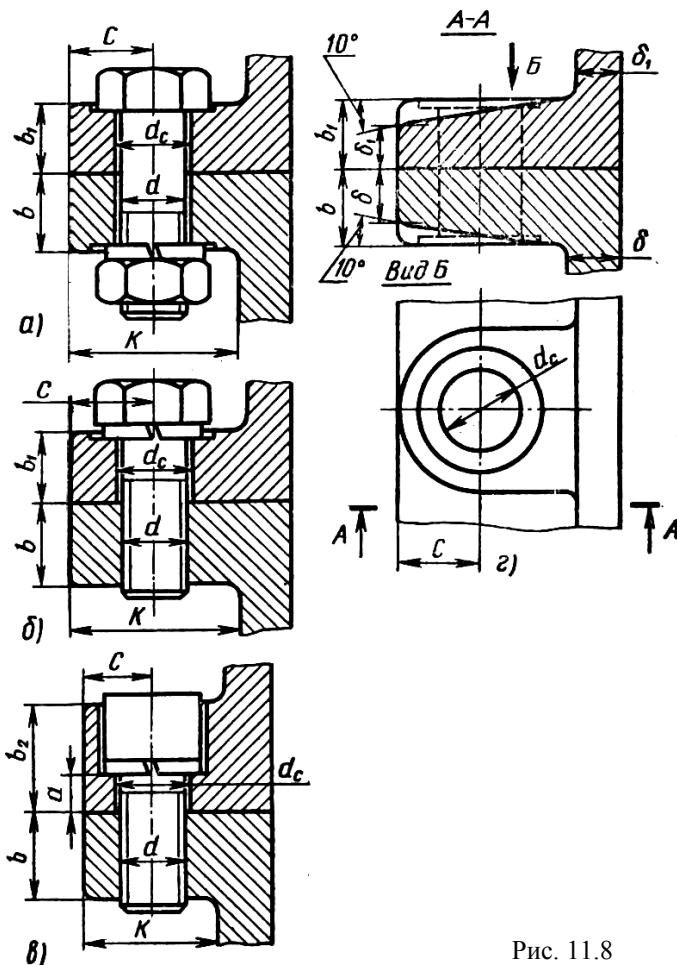


Рис. 11.8

кость стыка крышки с корпусом. Крепежные резьбовые отверстия обычно сверлят на станках при раздельной механической обработке корпуса и крышки. Поэтому отверстия, расположенные в разъеме, могут быть выпол-

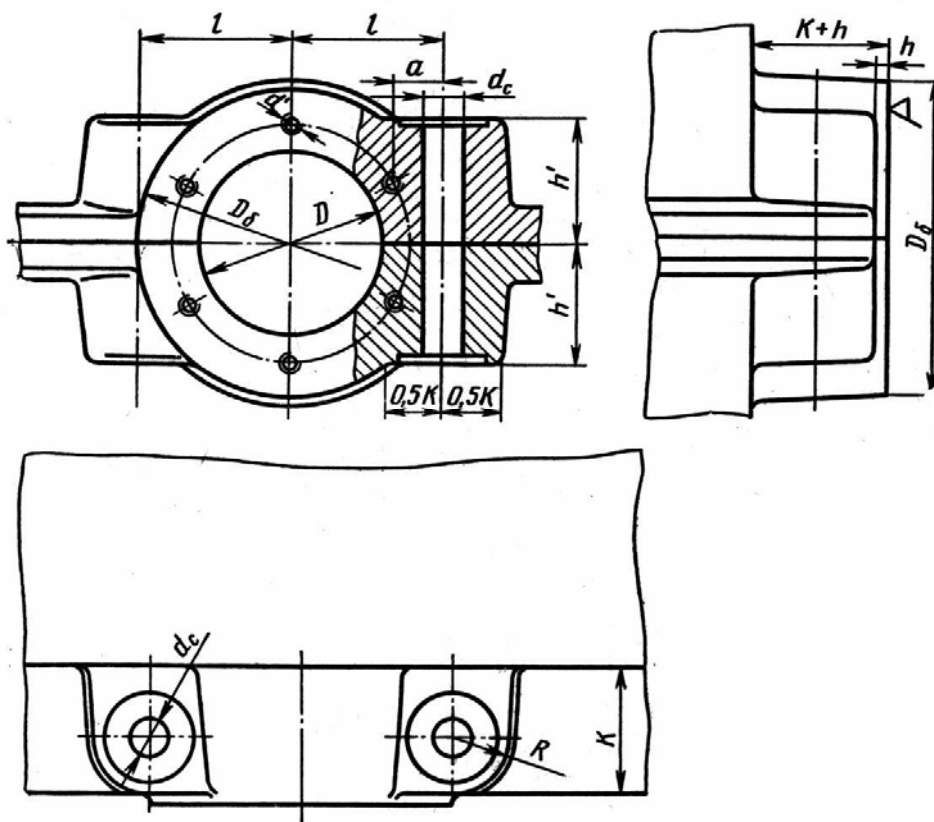


Рис. 11.9

нены только после сборки корпуса с крышкой, что неудобно. Кроме того, при затяжке винтов появляются силы, отжимающие крышку от корпуса.

Винты крепления крышки корпуса, расположенные у подшипниковых гнезд, стремятся максимально приблизить к отверстию D для увеличения жесткости соединения и уменьшения размеров приливов. Расстояние l от оси отверстия d_c до оси отверстия D определяют графически. Чтобы отверстия d' и d_c не пересекались, расстояние между их осями принимают

$$a = (1,1 \dots 1,2) d_c.$$

Полученный прочерчиванием размер l округляют в большую сторону до стандартного (см. табл. 1.20 приложения I).

Приливы для размещения винтов обычно скругляют радиусом R .

Высоту h' также определяют прочерчиванием. Ее принимают такой, чтобы создались опорные поверхности $2 \times 0,5 K$, достаточные для размещения головок винтов и гаек.

Для удобства обработки наружные торцы приливов всех подшипниковых гнезд должны лежать в одной плоскости. Поэтому размер $K + h$ (рис. 11.9) выполняют одинаковым для всех приливов, расположенных на одной стенке детали (K см. на рис. 11.8).

Конструктивное оформление нижней части корпуса. Для крепления корпуса к плите или раме в опорной поверхности его делают фланцы, в ко-

торых размещают крепежные винты (см. рис. 11.7). Толщина фланца у стенки

$$g = 2\delta.$$

Фланец выполняют с уклоном 10° по направлению к внешней кромке.

Диаметр d_ϕ (мм) и число винтов n для крепления корпуса к плите (раме) можно принимать по табл. 11.4 в зависимости от суммарного межосевого расстояния Σa (мм).

Таблица 11.4

Редукторы									
одноступенчатые			двухступенчатые			трехступенчатые			
a	d_ϕ	n	Σa	d_ϕ	n	Σa	d_ϕ	n	
100	M14	4	250	M16	4	400	M20	6	
150			300			500			
			350						
200	M16			400	M20	6	600	M24	8
250									

В работе [26], с. 31, рекомендуется d_ϕ определять в зависимости от величины вращающего момента T (Н*м) на тихоходном валу

$$d_\phi = \sqrt[3]{2T} \geq 12 \text{ мм},$$

а толщину фланца g — в зависимости от диаметра винта

$$g \approx 1,5d_\phi$$

Ширину фланца K определяют по соотношению, приведенному на с. 159.

Опорную поверхность корпуса следует выполнять в виде двух длинных параллельно расположенных или нескольких небольших платиков (рис. 11.10). Такое расположение снижает расход металла и уменьшает время обработки опорной поверхности корпуса.

Фланцы для крепления корпуса к фундаментной плите, хотя и выполняют более толстыми, чем стенки, обычно недостаточно прочны. Для упрочнения к фланцам приливают ребра жесткости I (рис. 11.11), которые одновременно увеличивают общую жесткость корпуса.

Корпус редуктора часто используют в качестве резервуара для смазочного масла. При работе передачи масло постепенно загрязняется продуктами износа. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, налитое в корпус редуктора, периодически меняют.

Отработанное масло нужно слить таким образом, чтобы не производить разборку установки. Для этой цели в корпусе редуктора предусматривают сливное отверстие, закрываемое пробкой.

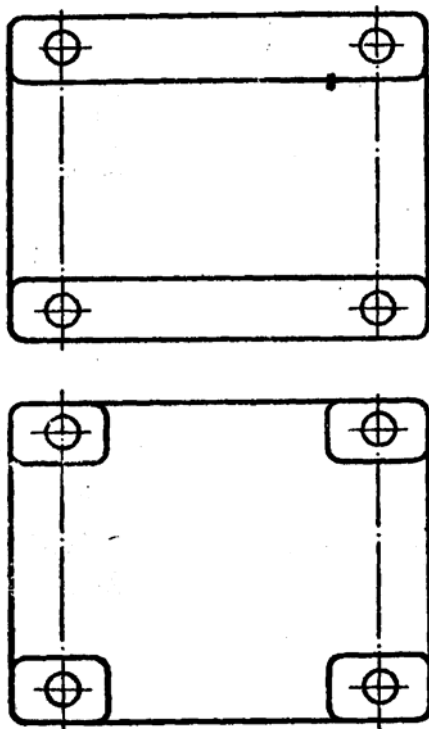


Рис. 11.10

Дно корпуса желательно делать с уклоном $1...1,5^\circ$ в сторону спускового отверстия. Кроме того, у самого отверстия нужно делать местное углубление (рис. 11.12,а). При таком исполнении масло почти без остатка может быть слито из корпуса. Однако часть его будет стекать по стенке корпуса и попадать на плиту или фундамент. Поэтому лучше спусковое отверстие располагать (если это удобно для пользования) в дне корпуса (рис. 11.12,б).

Иногда оказывается удобным в отверстие корпуса ввернуть угольник, а последний закрыть пробкой (рис. 11.12,в). В отдельных конструкциях

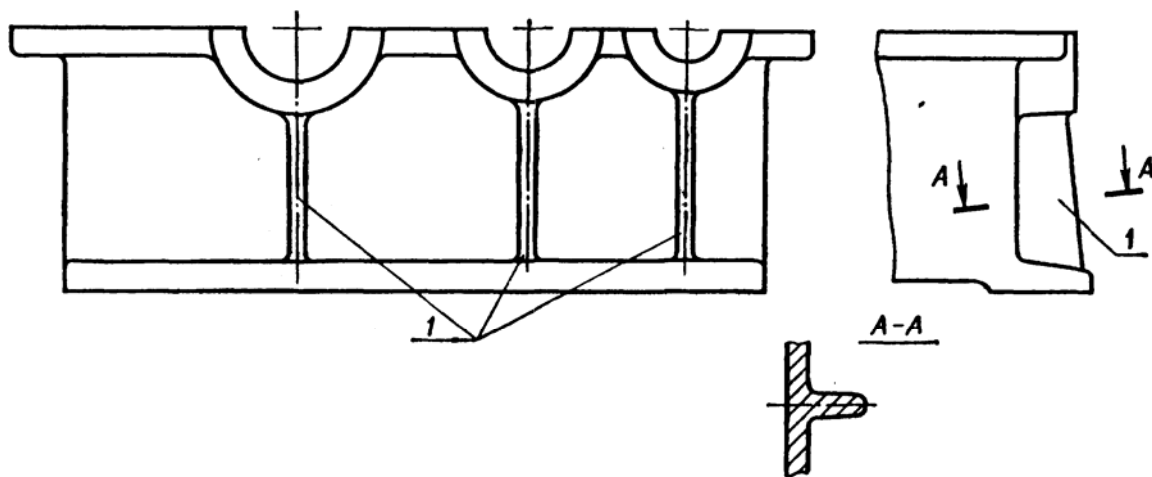


Рис. 11.11

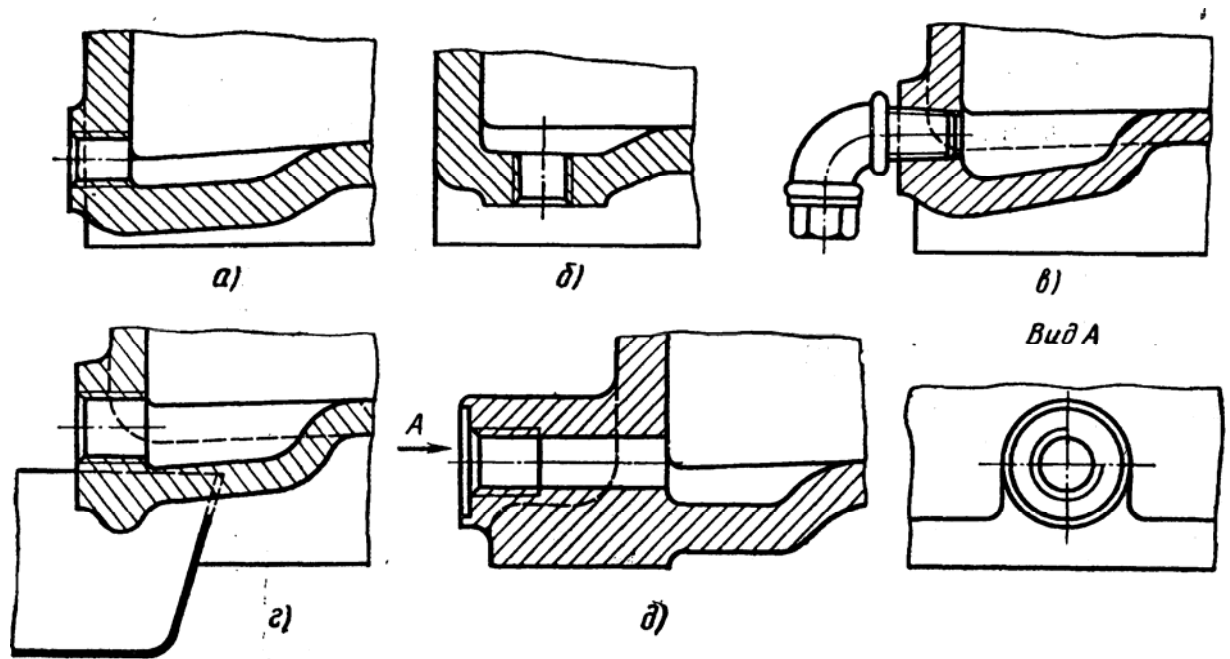
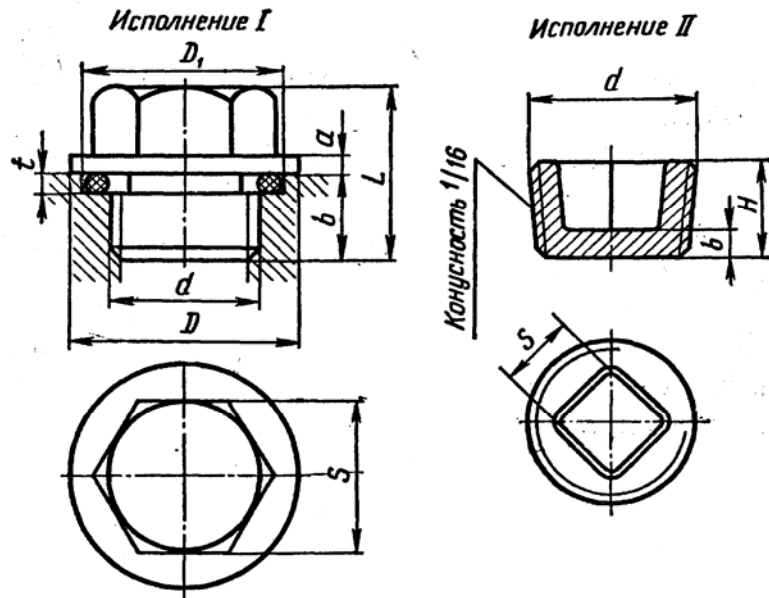


Рис. 11.12

машин встречаются отверстия с «бородой» (рис. 11.12,г), не позволяющие маслу растекаться по наружной поверхности корпуса. Нередко спускное отверстие приходится располагать на стороне опорного фланца корпуса. В этом случае его выполняют в приливе, как показано на рис. 11.12,д.

Отверстие для выпуска масла закрывают пробкой с цилиндрической или конической резьбой (табл. 11.5).

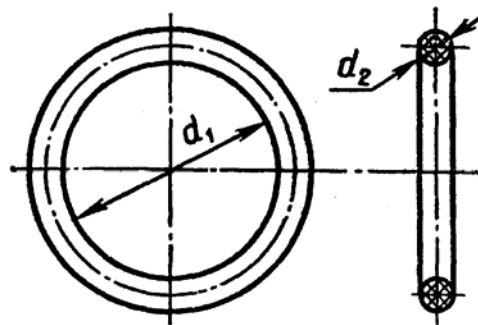


М М

Исполнение I						Исполнение II			
d	b	a	L	D	S	$d, \text{ мм}$	H	b	S
M16*1,5	13	3	24	25	19	1/2" (20,9)	15	4	8
M20*1,5	15	4	28	30	22	3/4" (26,4)	16	4,5	12
M27*2,0	18	4	34	39	27	1" (33,2)	19	5	14

Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения. Поэтому под пробку с цилиндрической резьбой ставят уплотняющие прокладки: 1) из промасленного технического картона марки А (см. ГОСТ 9347—74) толщиной 1 и 1,5 мм; 2) из паронита марки УВ (см. ГОСТ 481—71) толщиной 1,0; 1,5 и 2,0 мм; 3) из маслбензостойкой резины (см. ГОСТ 9833—73) в виде кольца, которое помещают в углубление. Размеры кольца и углубления приведены в табл. 11.6.

Таблица 11.6



Резьба	Кольцо		Углубление	
	d_1	d_2	D_1	t
M16*1,5	16	2,5	22	1,9
M20*1,5	20	3,0	27	2,2
M27*2	27	3,6	35	2,6

Надежное уплотнение создают также алюминиевыми и медными про-

кладками.

Коническая резьба создает герметичное соединение, и пробки с этой резьбой дополнительного уплотнения не требуют. Поэтому в последнее время их часто применяют вместо пробок с цилиндрической резьбой.

Оформление прочих конструктивных элементов корпусных деталей. Поверхность под головкой винта и гайки должна быть перпендикулярна оси отверстия, для чего обычно производят ее зенкование. У корпусов, не имеющих ребер жесткости, места под гайки и головки винтов можно фрезеровать или строгать одновременно с обработкой основных плоскостей. В этом случае следует предусматривать платики по рис. 11.13.

Для подъема и транспортировки крышки корпуса и собранного редуктора применяют проушины (рис. 11.14). Размеры проушин принимают в зависимости от толщины стенки δ_1 :

$$S \approx 1,5\delta_1; d \approx 2,0\delta_1; a = (1,6...1,8)\delta_1; b \approx 3\delta_1.$$

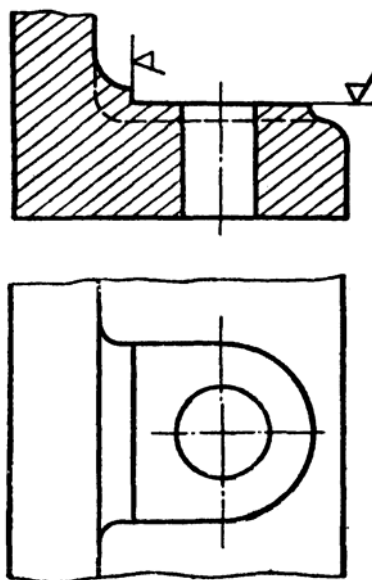


Рис. 11.13

Для подъема и транспортировки корпуса предусматривают крючья или проушины (рис. 11.15). Размеры проушин принимают такими же, как и в крышке, размеры крючьев — в зависимости от толщины стенки δ :

$$R = (1,5...2,0)\delta; b = (2...3)\delta.$$

Корпус редуктора, сконструированный по приведенным рекомендациям, из-за выступающих частей (фланцы, приливы, ребра жесткости и др.) неудобен в обслуживании и выглядит не эстетично. Поэтому в последнее время корпуса выполняют прямоугольной формы, с гладкими стенками и с малыми радиусами закруглений. В этом случае фланец по всему контуру корпуса и крышки направляют внутрь (рис. 11.16). Периметр стенок и масса корпуса из-за этого несколько возрастают, а литейная оснастка усложняется. Ширина фланца K определяется, как известно, условием размещения на нем гаек и головок болтов (см. с. 158). Здесь это условие отсутствует и ширина фланца поэтому может быть взята меньшей:

$$K = (2,0...2,2)\delta.$$

В тех местах, где размещены винты для крепления крышки к корпусу, предусматривают при необходимости местное увеличение ширины фланца. Размеры фланца в этих местах даны на рис. 11.16.

Расстояния a и b_0 между колесами и внутренними поверхностями стенок принимают по соотношениям, приведенным на с. 10.

Контур корпуса и крышки оформляют радиусами закруглений, указанными на рис. 11.16. Верхнюю плоскость крышки корпуса выполняют параллельно плоскости разъема корпуса. Вертикальная и горизонтальная стенки крышки образуют прямой угол с малыми радиусами закруглений. Возможно соединение их наклонной стенкой, показанной на рис. 11.16 штриховыми линиями. Вследствие погрешностей при изготовлении моделей крышки и корпуса, при формовке и во время удаления их из формы размеры отливок получаются с отклонениями от номинальных значений. Это приводит к несовпадению контуров крышки и корпуса. Поэтому полезно крышки корпуса конструировать с некоторым напуском, который скрывает возможное несовпадение контуров (рис. 11.17).

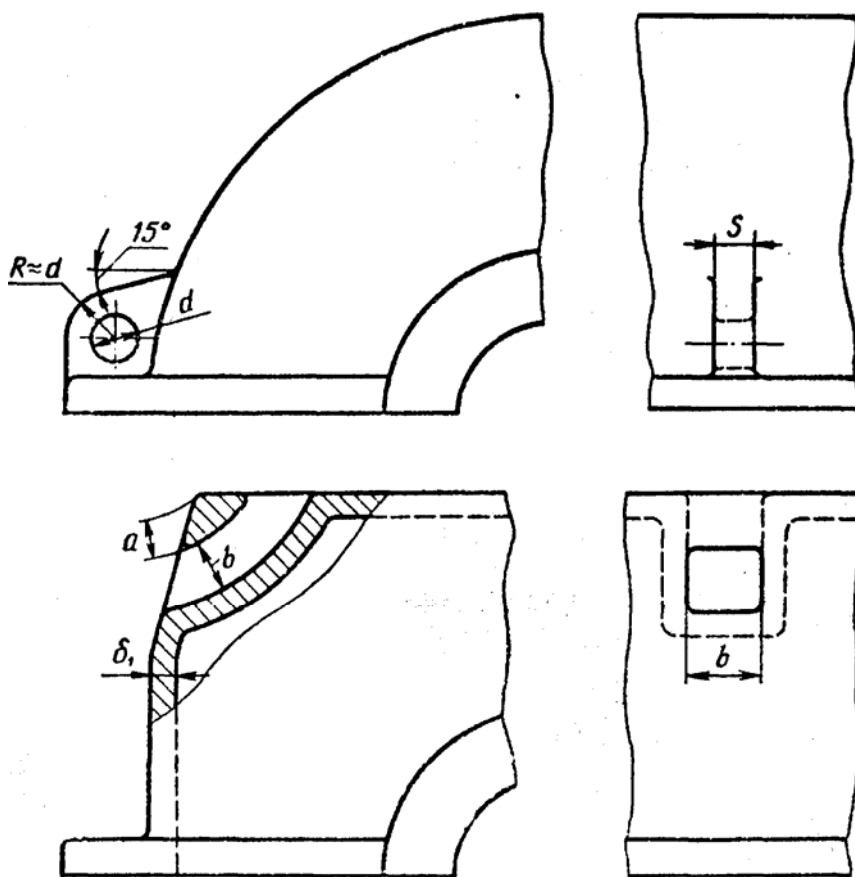


Рис. 11.14

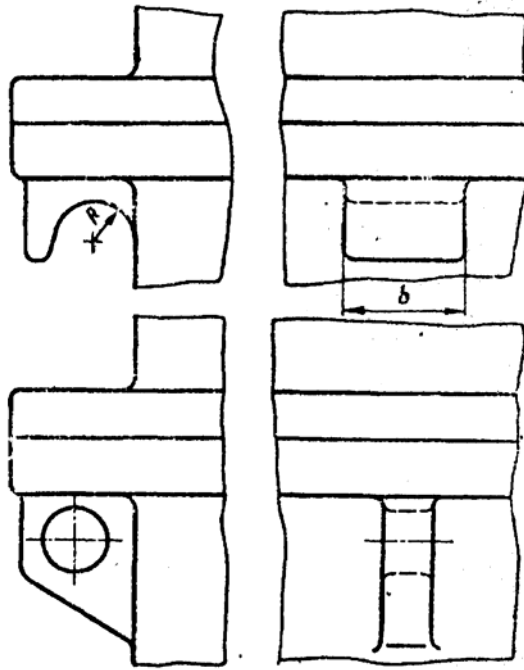


Рис. 11.15

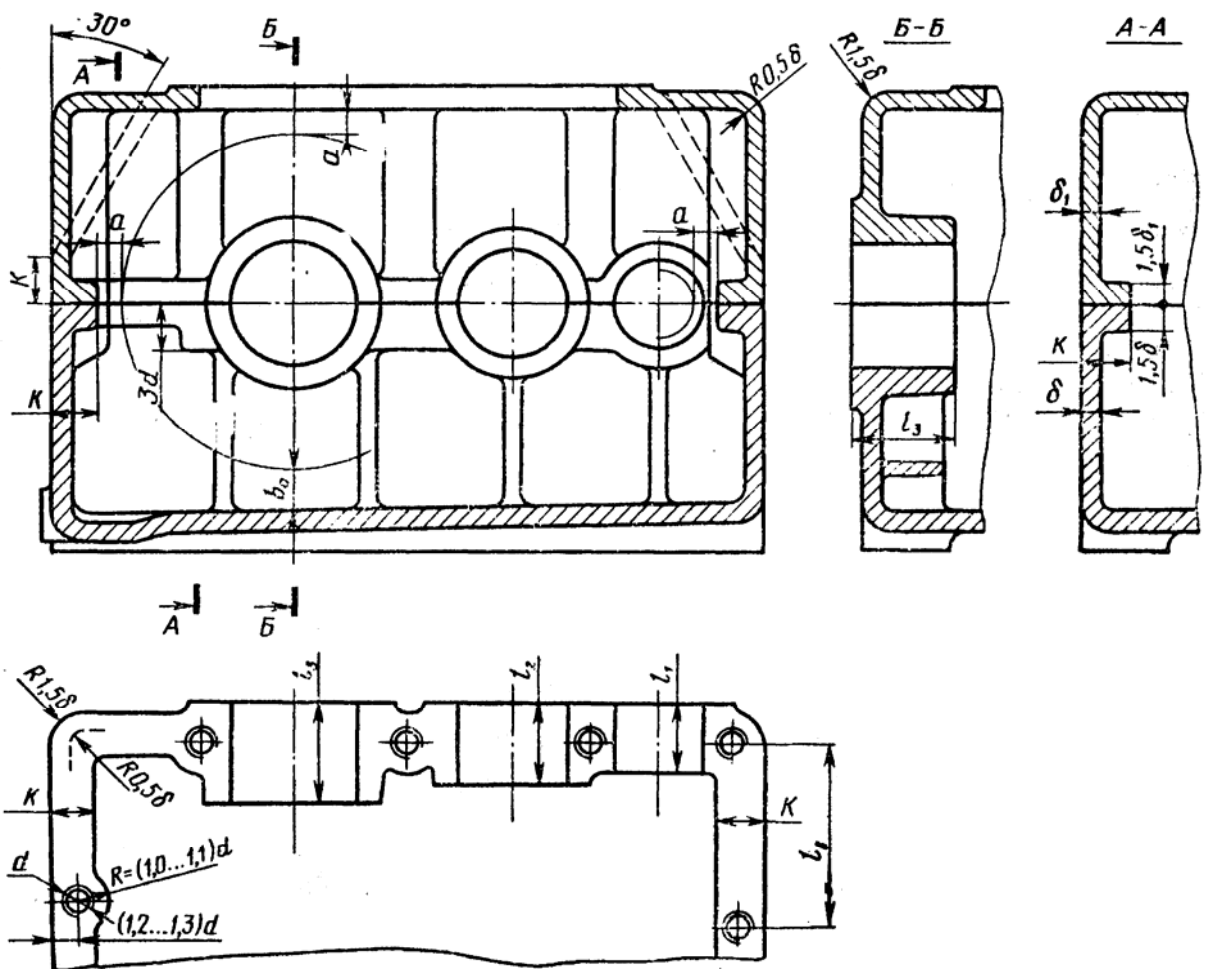


Рис. 11.16

Крышки крепят к корпусу винтами с цилиндрической головкой и внутренним шестигранником (рис. 11.18). В стенках крышки иногда делают углубления (ниши) для размещения коротких крепежных винтов (рис. 11.19). Конструкция крышки и внешний вид ее при этом несколько ухудшаются.

Фиксирующие конические штифты располагают наклонно (рис. 11.20,а). Там, где невозможно применение конических штифтов, в стык деталей ставят со стороны каждой стенки корпуса по одному (всего четыре) цилиндрическому штифту (рис. 11.20,б).

В конструкции редукторов рассматриваемого типа длина отверстия подшипникового гнезда l определяется: шириной подшипника l_1 , высотой крышки 2 , толщиной кольца 3 и осевыми размерами шайбы 4 (рис. 11.21). Так как осевые размеры деталей и конструкций опор различны, то и отверстия их выполняют разной длины (l_1, l_2 и l_3 , рис. 11.16).

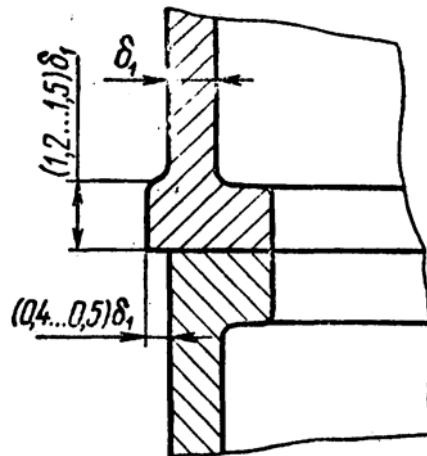


Рис. 11.17

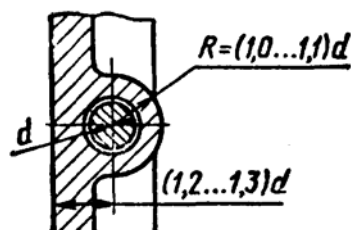
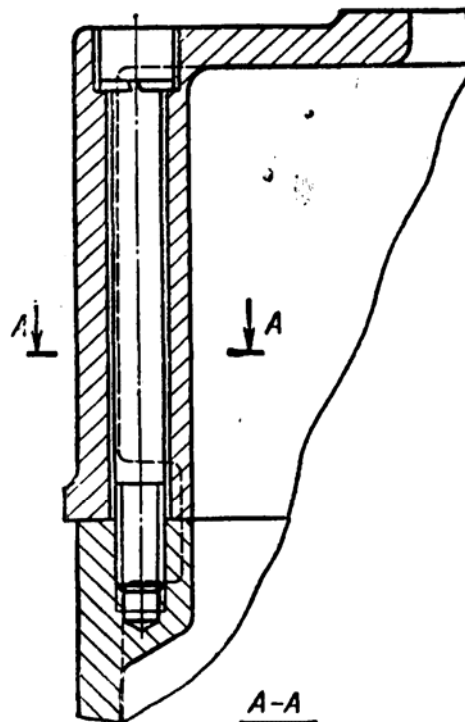


Рис. 11.18

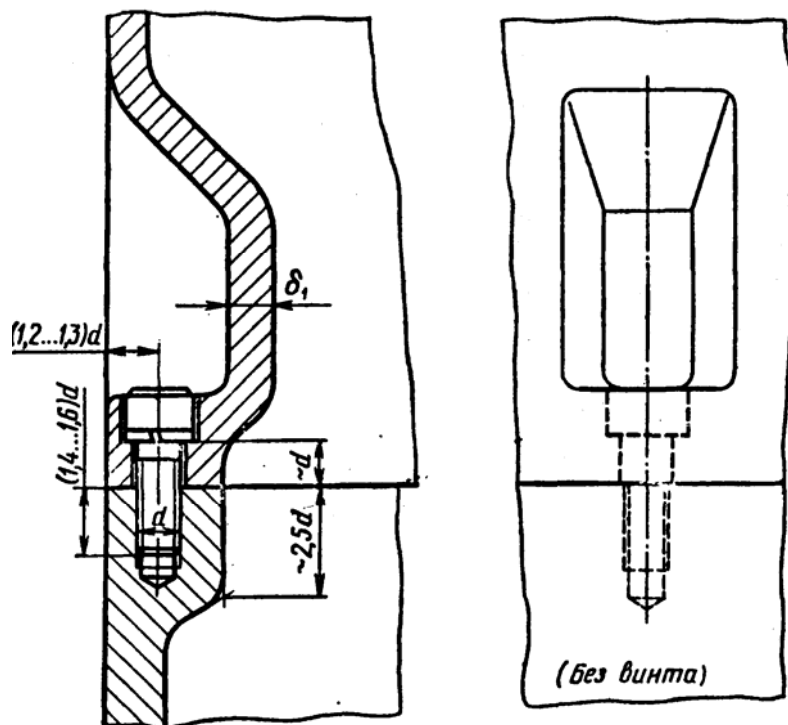


Рис. 11.19

Диаметры приливов D_n подшипниковых гнезд принимают:

$$D_n = 1,25D + 10 \text{ мм},$$

где D — диаметр отверстия под подшипник, мм.

Жесткость приливов при необходимости усиливают ребрами (см рис. 11.16).

Для крепления привертных крышек подшипников предусматривают обработанные платики высотой h (рис. 11.21, а, в, г), которую принимают по соотношению, приведенному на с. 155.

В случае применения закладных крышек (рис. 11.21, б, д) платики не делают и наружная поверхность стенки корпуса гладкая.

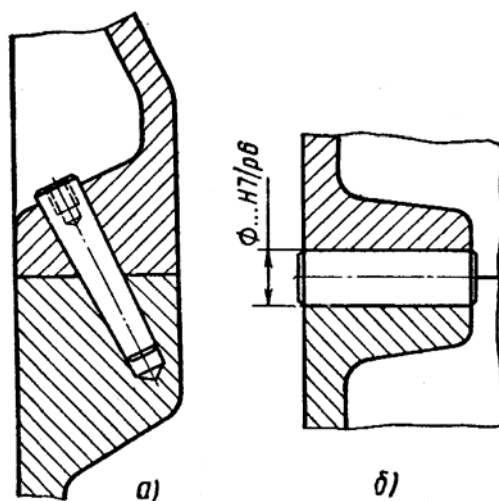


Рис. 11.20

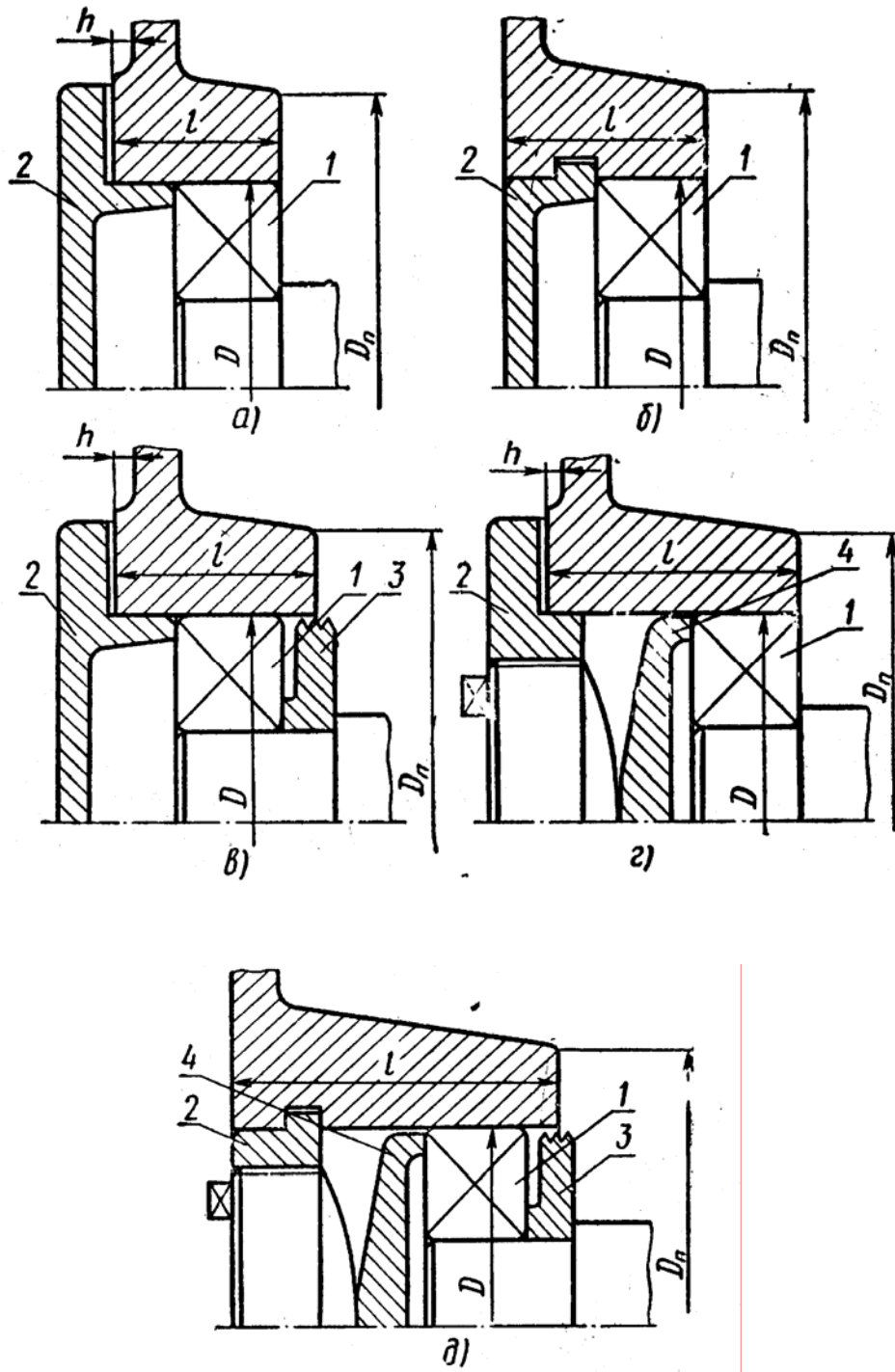


Рис. 11.21

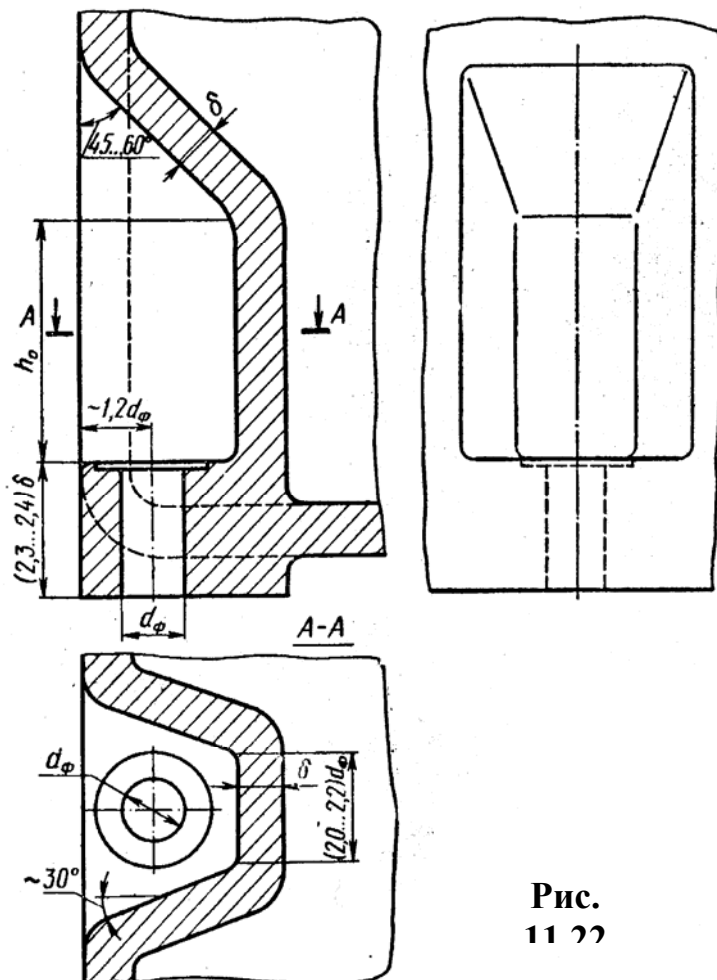


Рис.
11 22

Крепление редуктора к плите или раме производят винтами с шестигранной или цилиндрической головкой или шпильками с гайками. Диаметр d_ϕ и число винтов n определяют по табл. 11.4.

Винты размещают в нишах (рис. 11.22) или на высоких приливах (рис. 11.26). Высоту ниши АО принимают при креплении редуктора к раме:

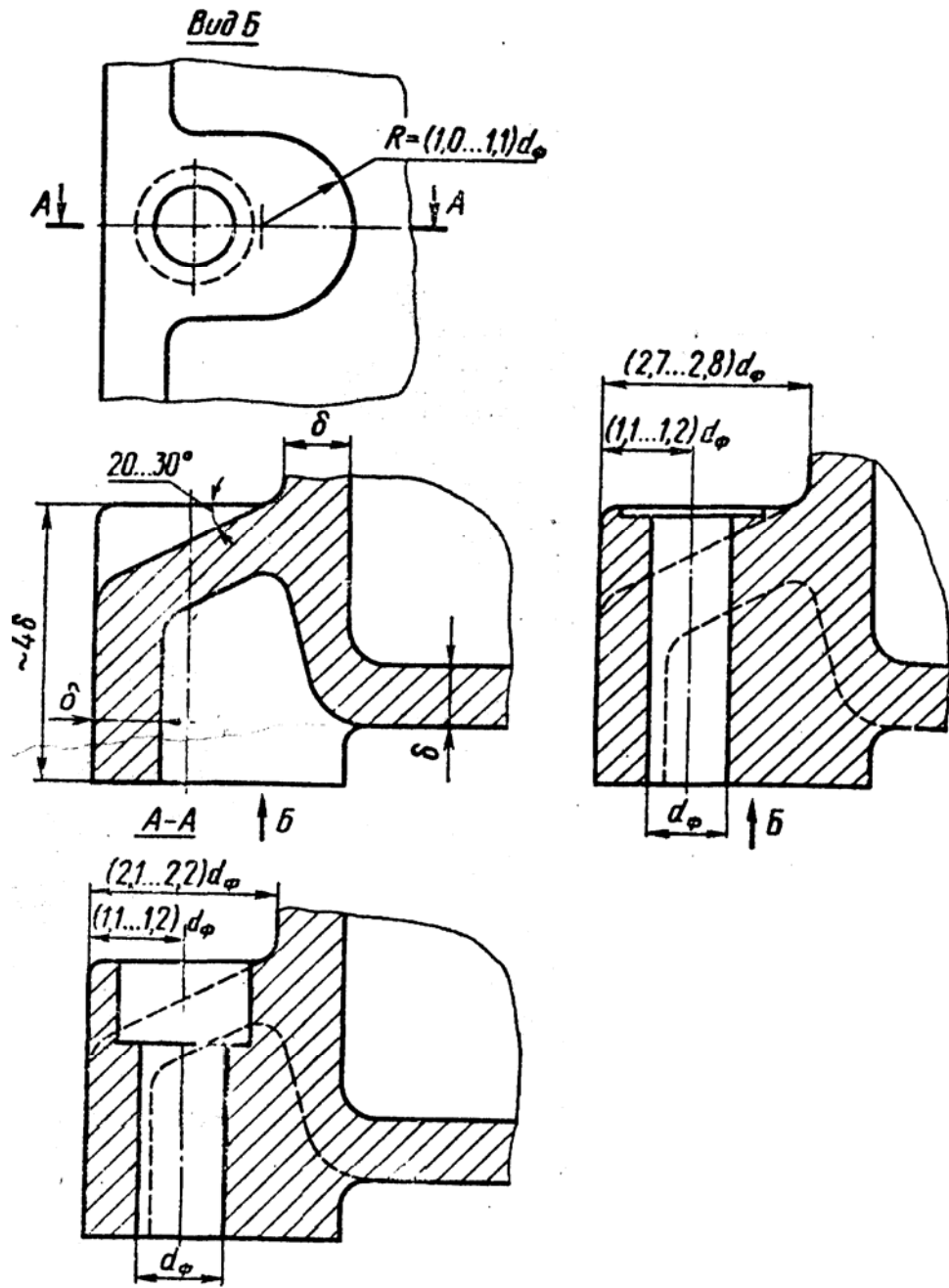
винтами $h_0 \approx 2,5(d_\phi + \delta)$

шпильками $h_0 = (2,0 \dots 2,5)d_\phi$.

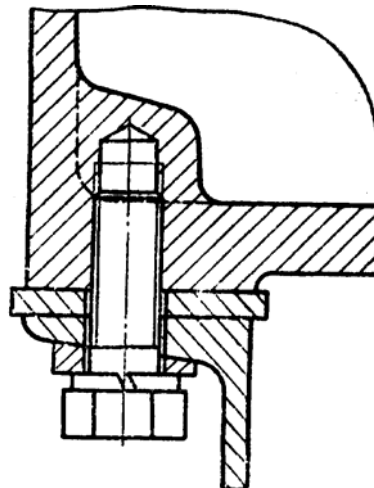
Когда это возможно, редуктор крепят к раме снизу (рис. 11.24). Такой способ крепления не портит внешний вид редуктора и его можно признать лучшим из описанных.

Конструктивные формы корпусов редукторов, описанные выше, не являются единственно возможными. В случае необходимости можно создавать другие конструкции.

В редукторах других типов выбор толщины стенок корпусов, зазоров, радиусов закруглений и другие общие



Puc. 11.23



Puc. 11.24

вопросы конструирования не отличаются от рассмотренных ранее. Поэтому в дальнейшем даны указания по конструированию только специфических элементов корпусов этих типов редукторов.

6.2. Цилиндрические соосные редукторы

Корпуса соосных редукторов отличает наличие дополнительной стенки расположенной внутри корпуса и предназначенной для размещения опор валов (рис. 11.25).

Ширину прилива для подшипников, расположенного в верхней части этой стенки, принимают (см, рис. 1.3, *a*)

$$b_K = B_1 + B_2 + q$$

Отверстия для подшипников в зависимости от принятой схемы исполнения (см. с. 93) конструируют с уступами (рис. 11.25. разрез по *A—A*)

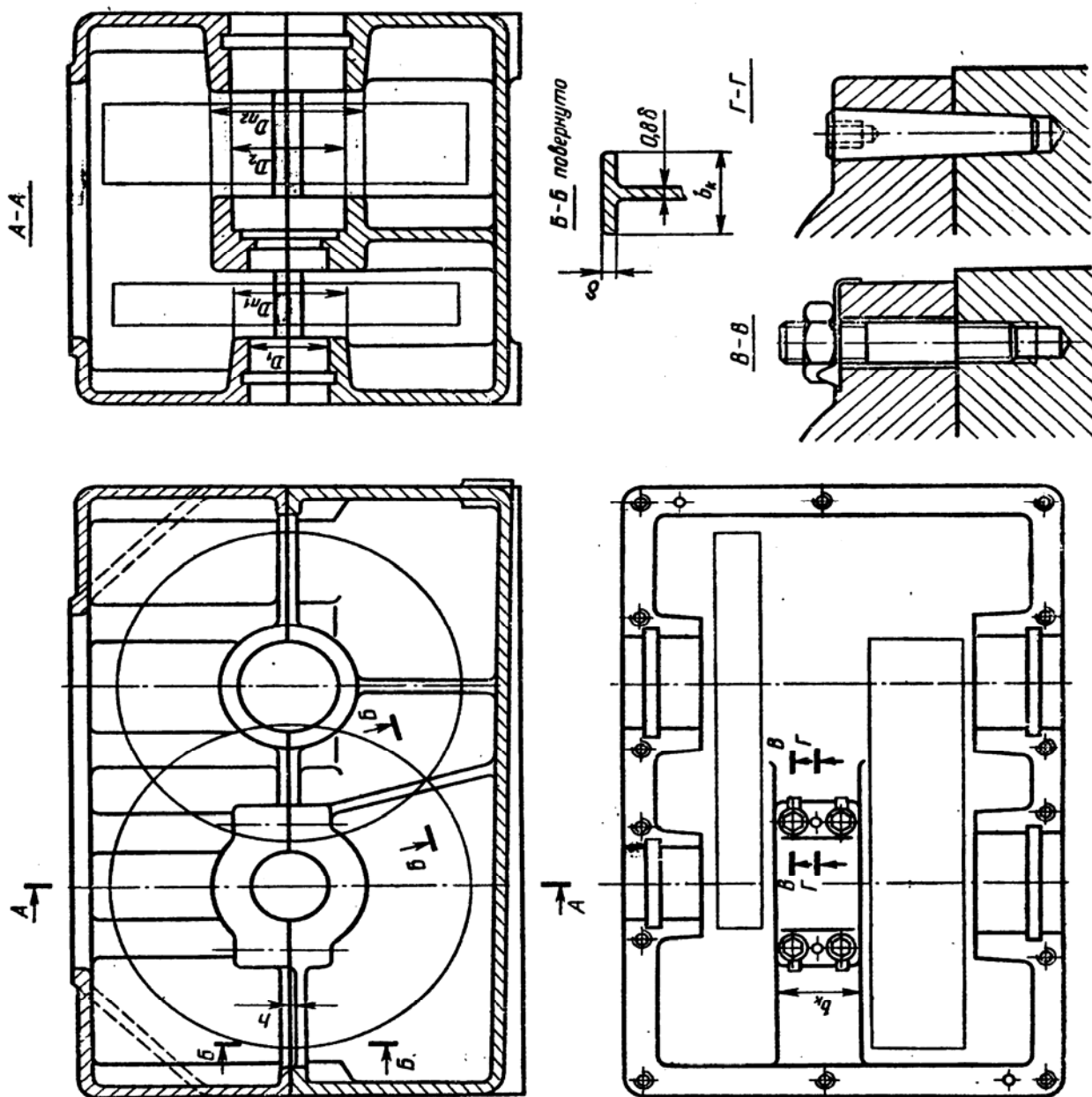


Рис. 11.25

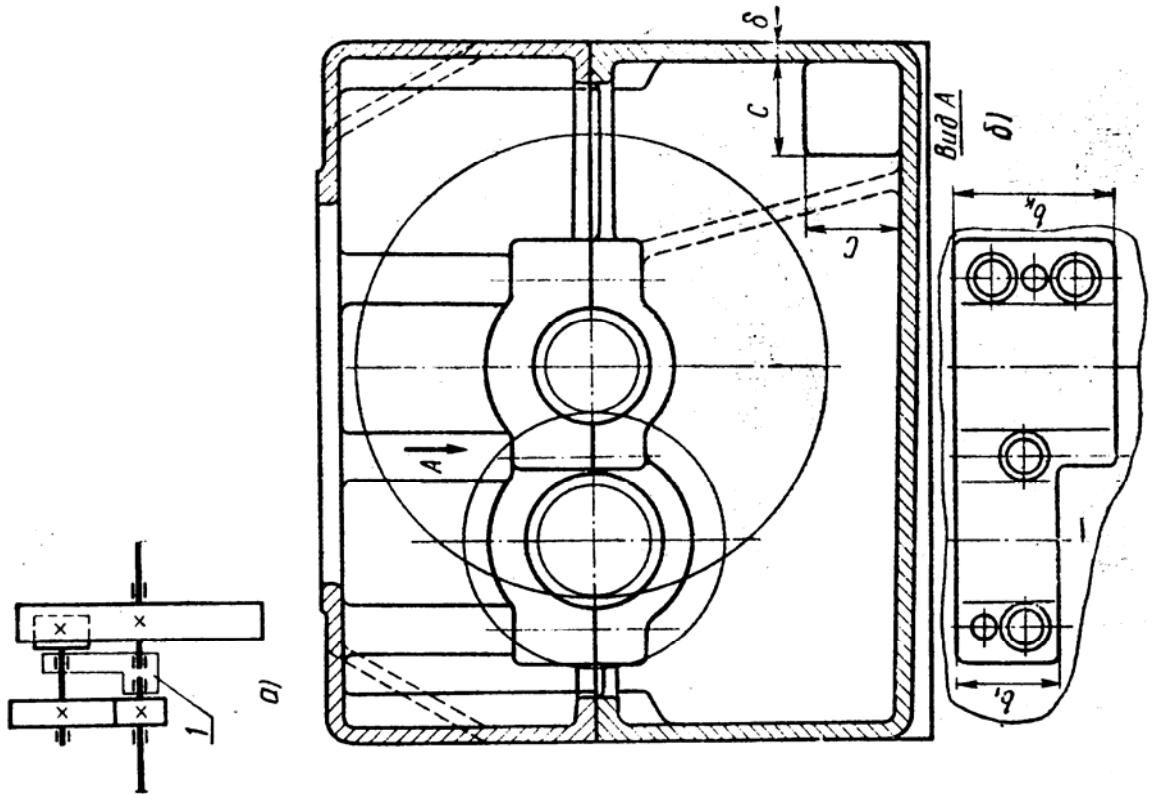


Рис. 11.26

или гладкими. Внешний диаметр прилива D_n для подшипников принимают по формуле, приведенной на с. 166. Крышку подшипников крепят к корпусу винтами или шпильками (сеч. $B-B$) и фиксируют двумя коническими штифтами (сеч. $\Gamma-\Gamma$). Для увеличения жесткости верхний край стенки имеет ребро.

Расстояние h от плоскости разреза до ребра стенки принимают по соотношению, приведенному на с. 155.

Корпус соосного редуктора, в котором тихоходная ступень имеет внутреннее зацепление (рис. 11.26,а), отличается тем, что в приливе на внутренней стенке l размещают опоры трех валов.

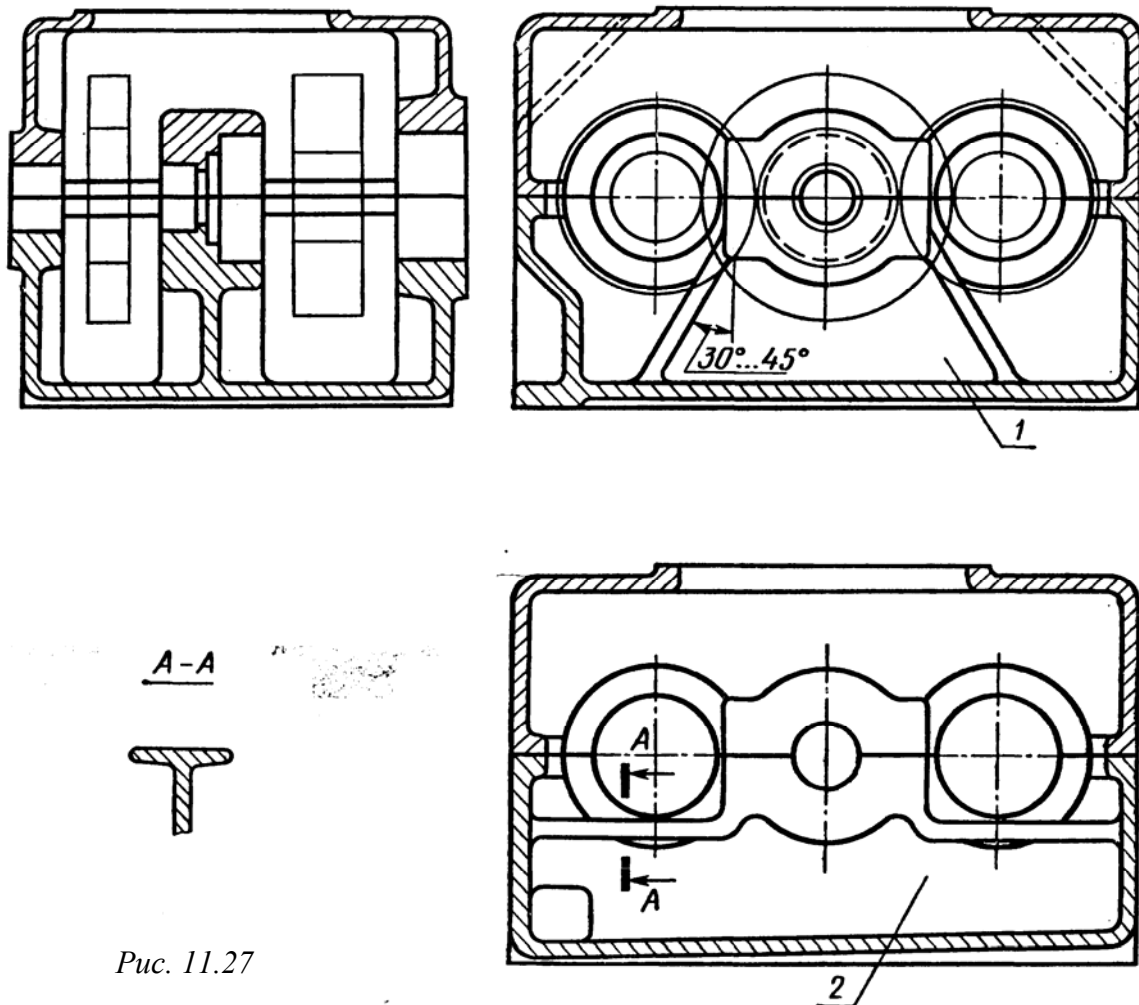


Рис. 11.27

Ширину крышки b_k (рис. 11.26,б), закрывающей прилив для опор, определяют по формуле, приведенной выше; ширину b_1 принимают равной $(1,0...1,2)B$, где B — ширина подшипника промежуточного вала.

Если внутренняя стенка полностью перекрывает корпус, то, чтобы обе части корпуса сообщались, в ней делают окна, чаще всего прямоугольной формы, с размерами сторон

$$C=(8...10)\delta.$$

Возможны и другие конструктивные решения, при которых корпуса редукторов будут отличаться от приведенных.

Корпуса двух поточных соосных редукторов симметричны относительно осей быстроходного и тихоходного валов. Для размещения внутренних опор этих валов в середине корпуса отливают стойку 1 или стенку 2 с приливом (рис. 11.27)

Корпуса трехпоточных соосных редукторов для удобства сборки лучше выполнять составными из трех частей: собственно корпуса и двух крышек

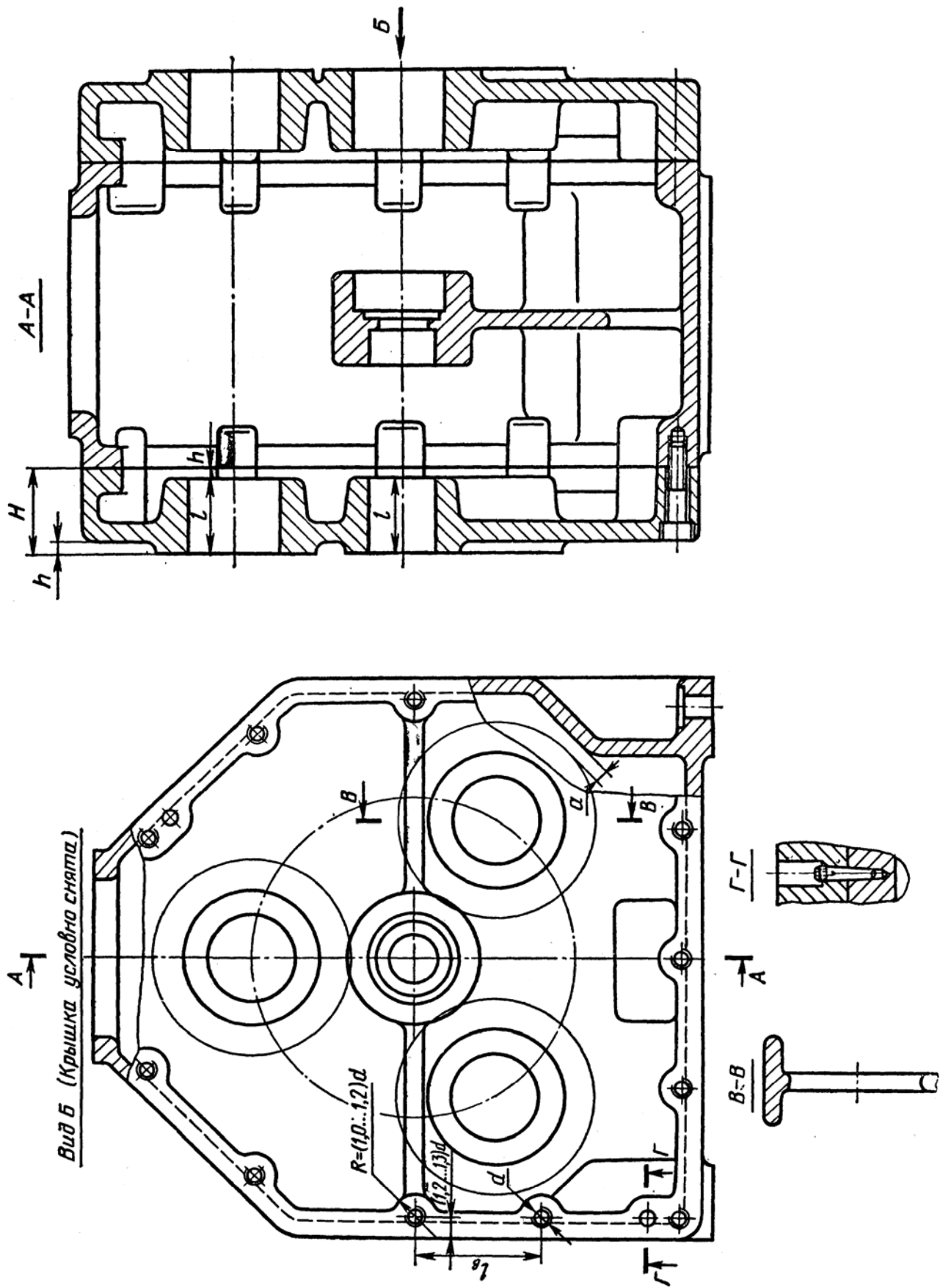


Рис. 11.28

(рис. 11.28). По всему контуру корпуса и крышек предусматривают фланцы а в местах расположения винтов — местные приливы.

Крышки крепят к корпусу винтами (разрез по $A—A$) и фиксируют двумя штифтами (сеч. $\Gamma—\Gamma$). Диаметры винтов принимают по табл. 11.3. Расстояние между винтами

$$l_B \approx 10d.$$

Диаметры штифтов определяют по соотношению, приведенному на с. 159. Высоту H крышек принимают

$$H = l + h,$$

где h — расстояние между обработанной и необработанной поверхностями крышки, принимаемое по соотношению, приведенному на с. 155; l — длина отверстия подшипникового гнезда, которая определяется: шириной подшипника 1, высотой крышки 2, толщиной кольца 3 и осевыми размерами шайбы 4 (см. рис. 11.21).

Крепление редуктора к плите или раме производят винтами или шпильками. Головки винтов или гайки удобно размещать в нишах (см. рис. 11.22). Высоту ниши h_0 принимают по соотношениям, приведенным на с. 168. Очень удобно такой редуктор крепить к раме снизу (см. рис. 11.24). Возможно крепление редуктора к раме и по-другому (см. рис. 11.23).

6.3. Конические и коническо-цилиндрические редукторы

Корпуса редукторов этих типов отличаются от цилиндрических участком, в котором размещен комплект вала конической шестерни с опорами и другими деталями. Прилив для опор вала конической шестерни конструируют, как показано на рис. 11.29. Для выхода расточного инструмента должна быть образована плоскость, перпендикулярная оси отверстия. Поэтому при оформлении внутренней поверхности стенки центр радиуса закругления R относят от края отверстия D на расстояние не менее $0,5a$.

Более современная форма корпуса редуктора показана на рис. 11.30. В крышке корпуса делают большое окно для контроля при сборке за правильностью зацепления конических колес.

Платик под фланец стакана (рис. 11.30, вид A) исходя из требования экономии металла и эстетических соображений лучше выполнять квадратным.

Соответствующую форму придают фланцам стакана и крышке подшипника.

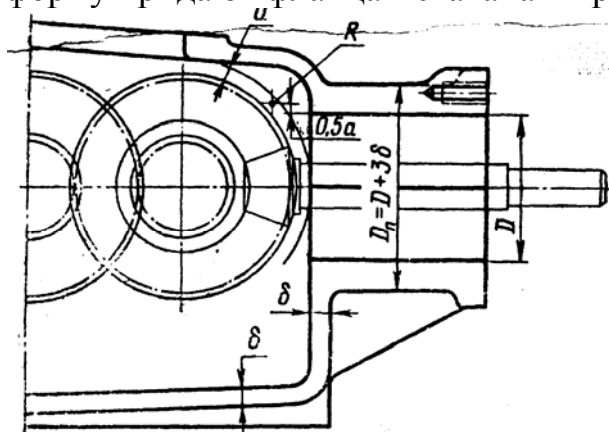


Рис. 11.29

6.4. Червячные редукторы

Корпуса червячных редукторов конструируют двух исполнений: первое (при $a_{\omega} < 200$ мм) с двумя окнами на боковых стенках, через которые в корпус вводят при сборке комплект вала с червячным колесом; второе — с плоскостью разъема по оси вала червячного колеса.

В первом исполнении боковые крышки центрируют по поверхности D

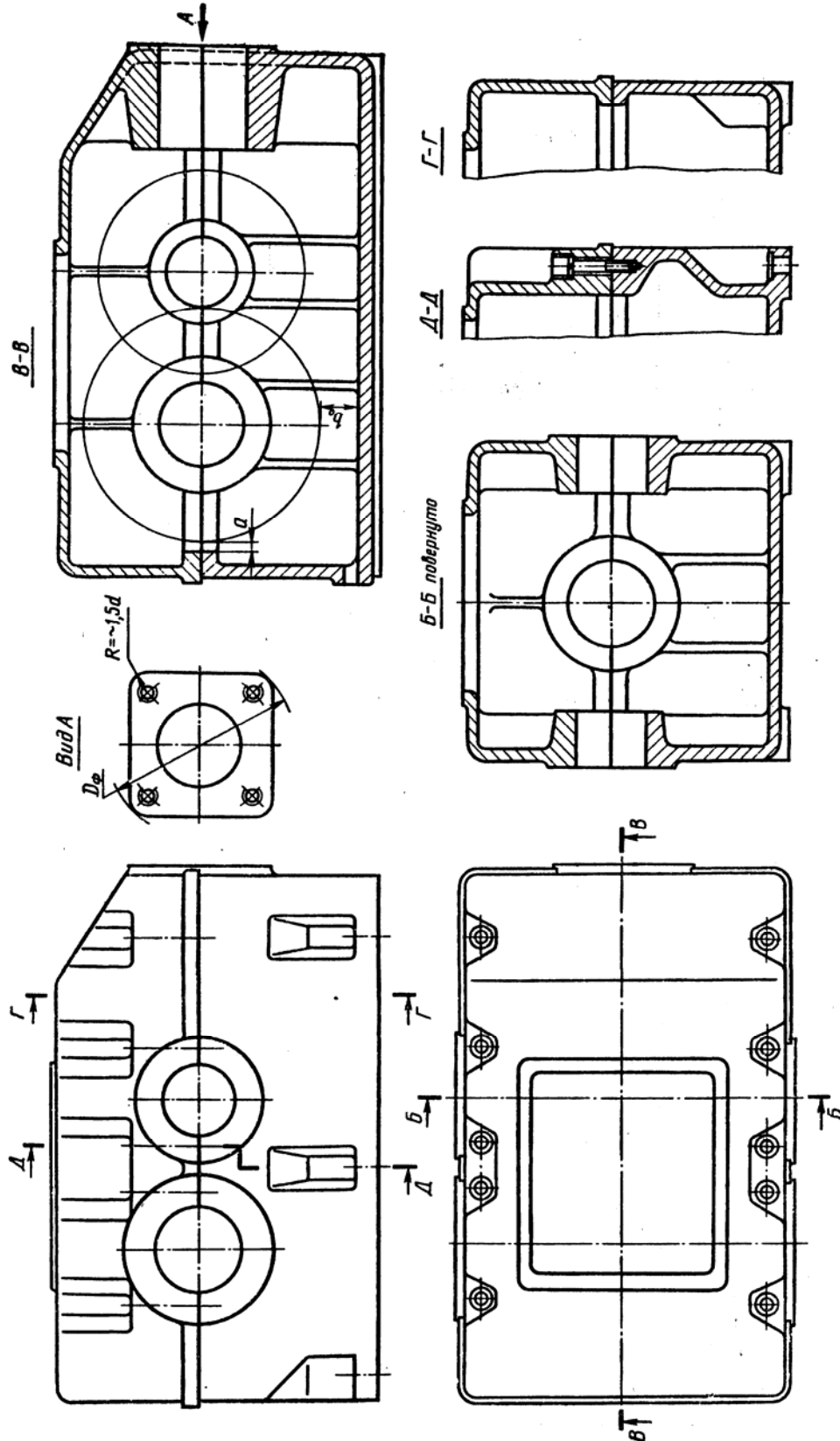


Рис. 11.30

с посадкой $H8/j_7$ и крепят к корпусу винтами (рис. 11.31, сеч. Б-Б).

Диаметры d винтов принимают по табл. 11.3 или определяют по соотношению (см. выше).

Соединение крышек с корпусом уплотняют резиновыми кольцами круглого сечения (рис. 11.31, элемент 1).

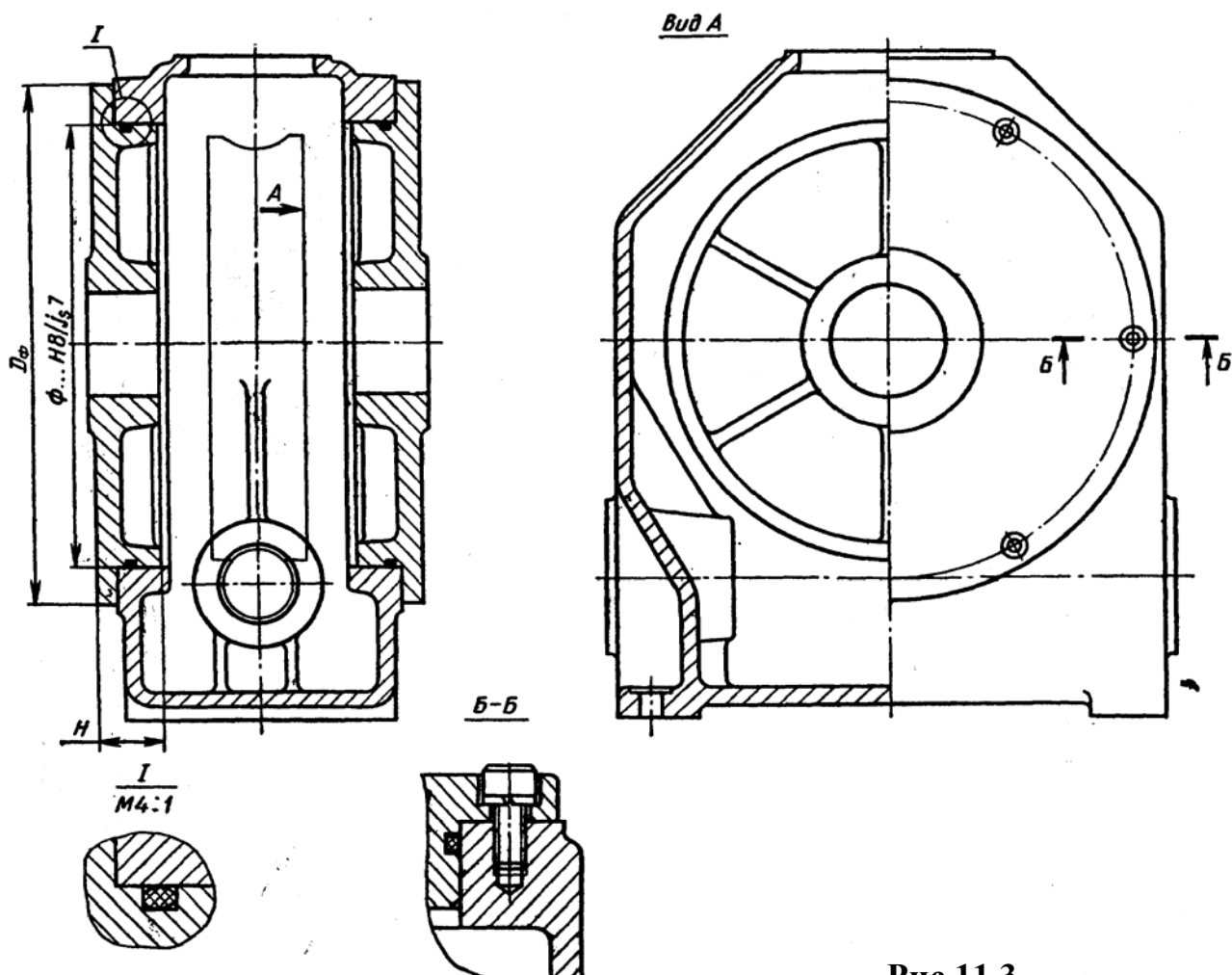


Рис.11.3

Для создания необходимой жесткости боковые крышки выполняют с высокими центрирующими буртиками и с шестью радиально расположенными ребрами жесткости (рис. 11.31, вид А). Высота крышки должна быть

$$H \geq 0,1D_\phi$$

Конструкция корпуса червячного редуктора с разъемом по оси колеса с нижним расположением червяка показана на рис. 11.32. Для увеличения жесткости червяка его опоры максимально сближают. Места расположения приливов определяют прочерчиванием. Для этого из центра колеса проводят тонкой линией дугу окружности радиуса $R_1 = 0,5d_{ам2} + a$. Затем проводят тонкой линией образующую отверстия D). Толщину внутренней части прилива под опоры вала-червяка принимают

$$s_1 \approx 0,15D; \quad s_2 \approx 0,15D + 5 \text{ мм.}$$

Расстояние b_0 от поверхности наружного цилиндра червяка (рис. 11.32) или колеса (рис. 11.33) до дна корпуса зависит от соотношения размеров h_p в редукторе и в сопряженных узлах (электродвигатель и др.). При малом b_0 про-

исходит перемешивание осевшей на дно грязи с маслом. Поэтому оно должно быть

$$b_0 \geq 6t,$$

где t — модуль зацепления.

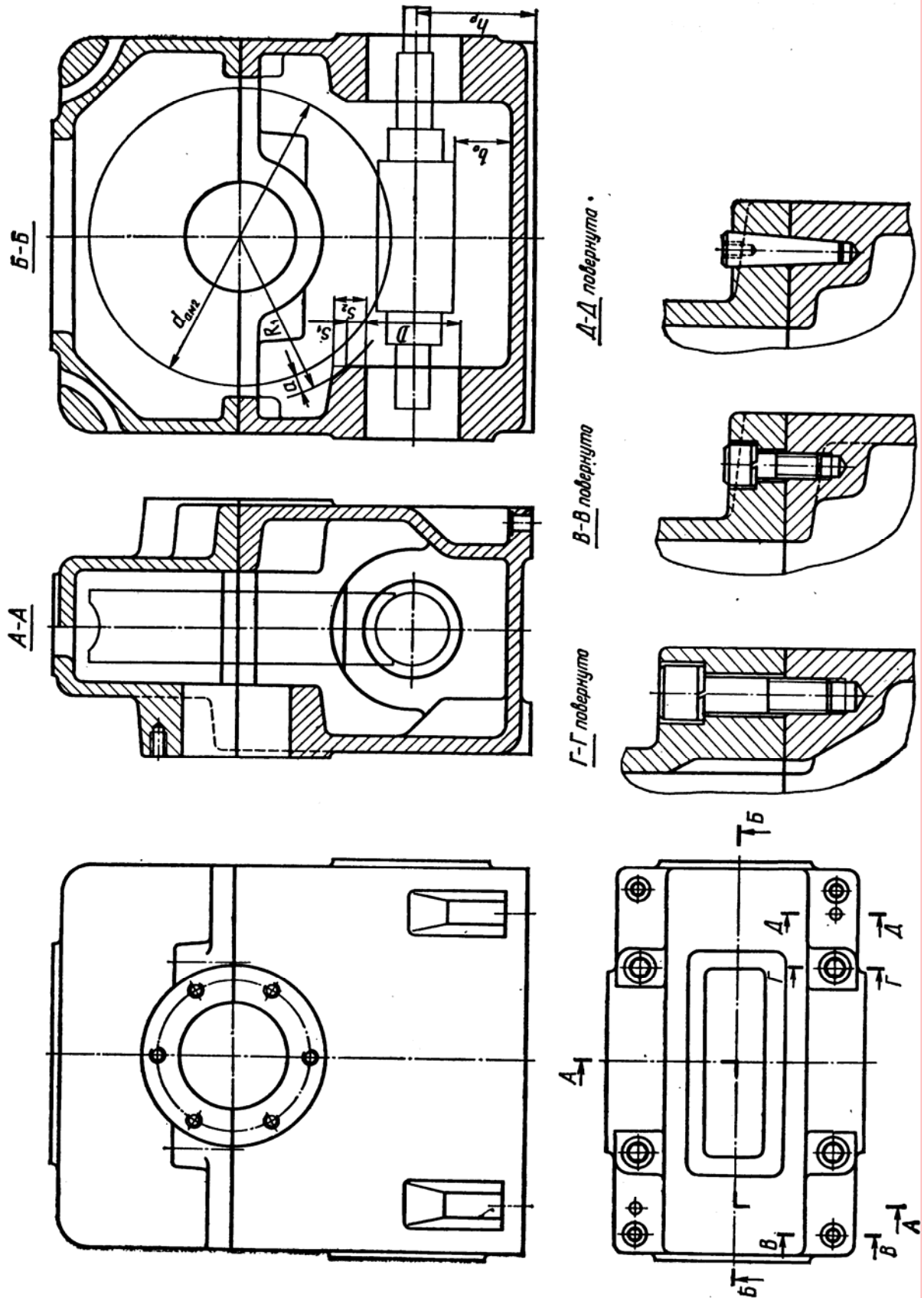


Рис. 11.32

Размер b_0 также зависит от объема заправки масла.

Для контроля за правильностью зацепления и расположением пятна контакта, а также для заливки масла в крышке корпуса предусматривают люк.

Для подъема редуктора в корпусе выполняют проушины.

Крепление крышки к корпусу производят винтами с цилиндрической головкой, утопленной в гнезде (рис. 11.32; 11.33, сеч. $B—B$; $Г—Г$). Два конических штифта ставят, как показано в сечении $Д—Д$.

Болты для крепления редуктора к плите или раме располагают в нишах.

Опоры вала-червяка при верхнем его расположении размещают в крышке корпуса (рис. 11.33). Здесь также из условий достижения максимальной изгибной жесткости опоры червяка предельно сближают.

Через люк 1, расположенный в крышке корпуса, невозможно наблюдать за зубьями колеса, так как их закрывает червяк. Поэтому в корпусе делают окно 2. Через это окно следят за расположением пятна контакта на зубьях колеса при регулировке зацепления во время сборки редуктора.

Остальные конструктивные элементы корпуса (ниши для размещения винтов, приливы для подшипников, ребра жесткости и др.) выполняют по рекомендациям, приведенным выше для зубчатых редукторов.

6.5. Корпуса коробок скоростей

Корпуса коробок скоростей не имеют плоскостей разъема по осям валов, что повышает жесткость, но усложняет сборку. Их конструируют коробчатого типа прямоугольной формы, с гладкими наружными поверхностями стенок (рис. 11.34). На этих стенках выступают лишь платики высотой h для крепления крышек. Ближко расположенные друг к другу платики иногда объединяют.

Приливы для размещения опор валов направляют внутрь корпуса. Длины l отверстий в приливах определяются конструкциями подшипниковых узлов (см. рис. 11.21).

Для крепления коробки скоростей предусматривают высокие приливы (см. рис. 11.23) или ниши (см. рис. 11.22), расположенные вдоль стенок, параллельных осям валов. Часто коробки скоростей крепят винтами снизу (см. рис. 11.24 и 11.34).

Корпус коробки скоростей сверху закрывают крышкой коробчатой формы. Требуемой жесткости крышки достигают применением ребер и обеспечением ее высоты

$$H \geq 0,1L,$$

где L — длина крышки.

Крышки крепят к корпусу винтами с цилиндрическими головками, утопленными в гнездах (рис. 11.34, сеч. $Г—Г$).

Диаметр винтов принимают

$$d \approx \delta,$$

где δ — толщина стенки корпуса

Расстояние между винтами принимают

$$l_B = (15 \dots 20)d.$$

Контуры крышки должны совпадать с контурами корпуса. Несовпадение контуров резко ухудшает внешний вид коробки скоростей. Поэтому иногда в крышке делают прилив или в корпусе углубление, скрадывающие возможное несовпадение контуров деталей и упрощающие съем крышки (соотношения размеров см. на рис. 11.34, элемент 1).

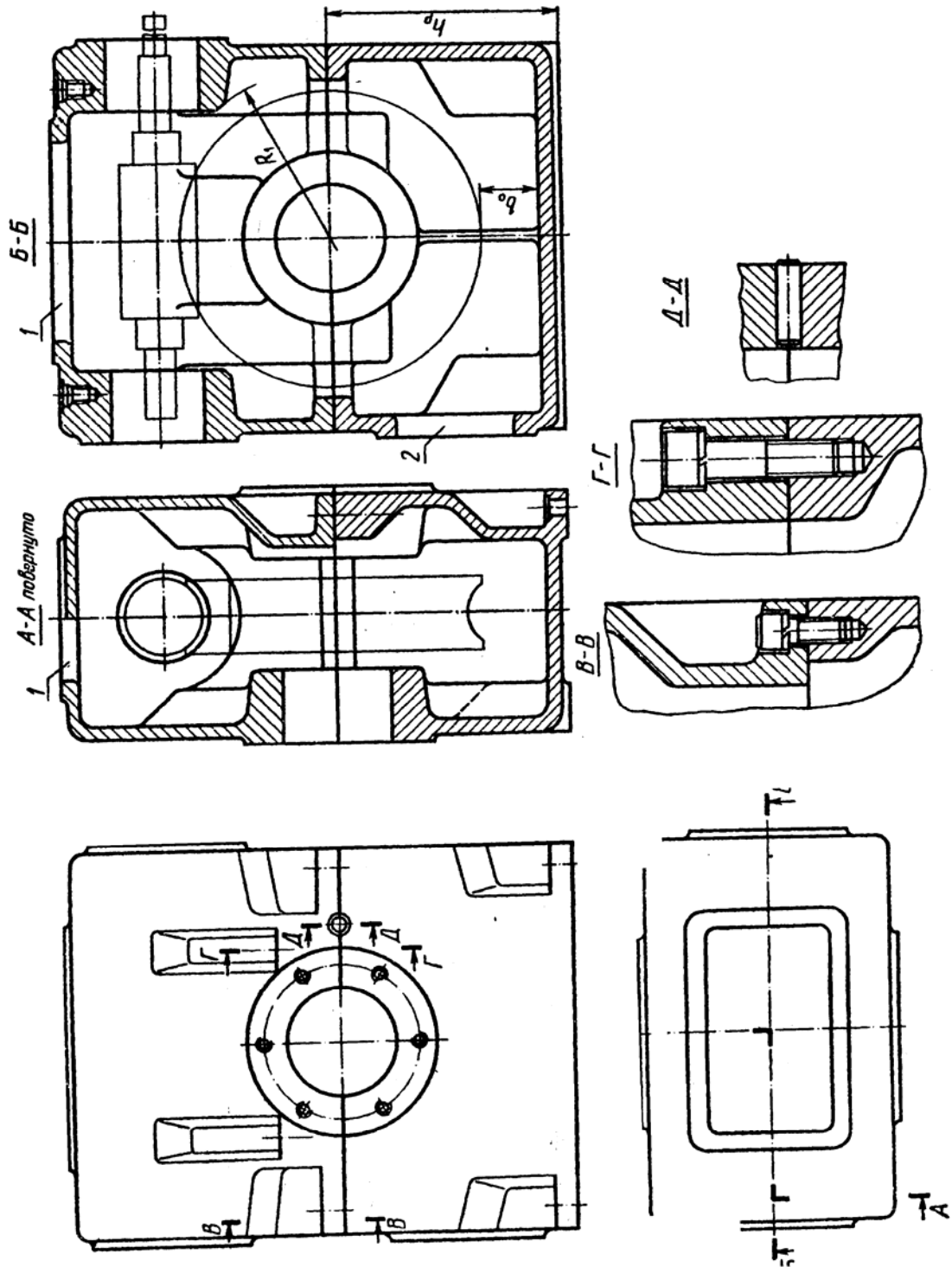
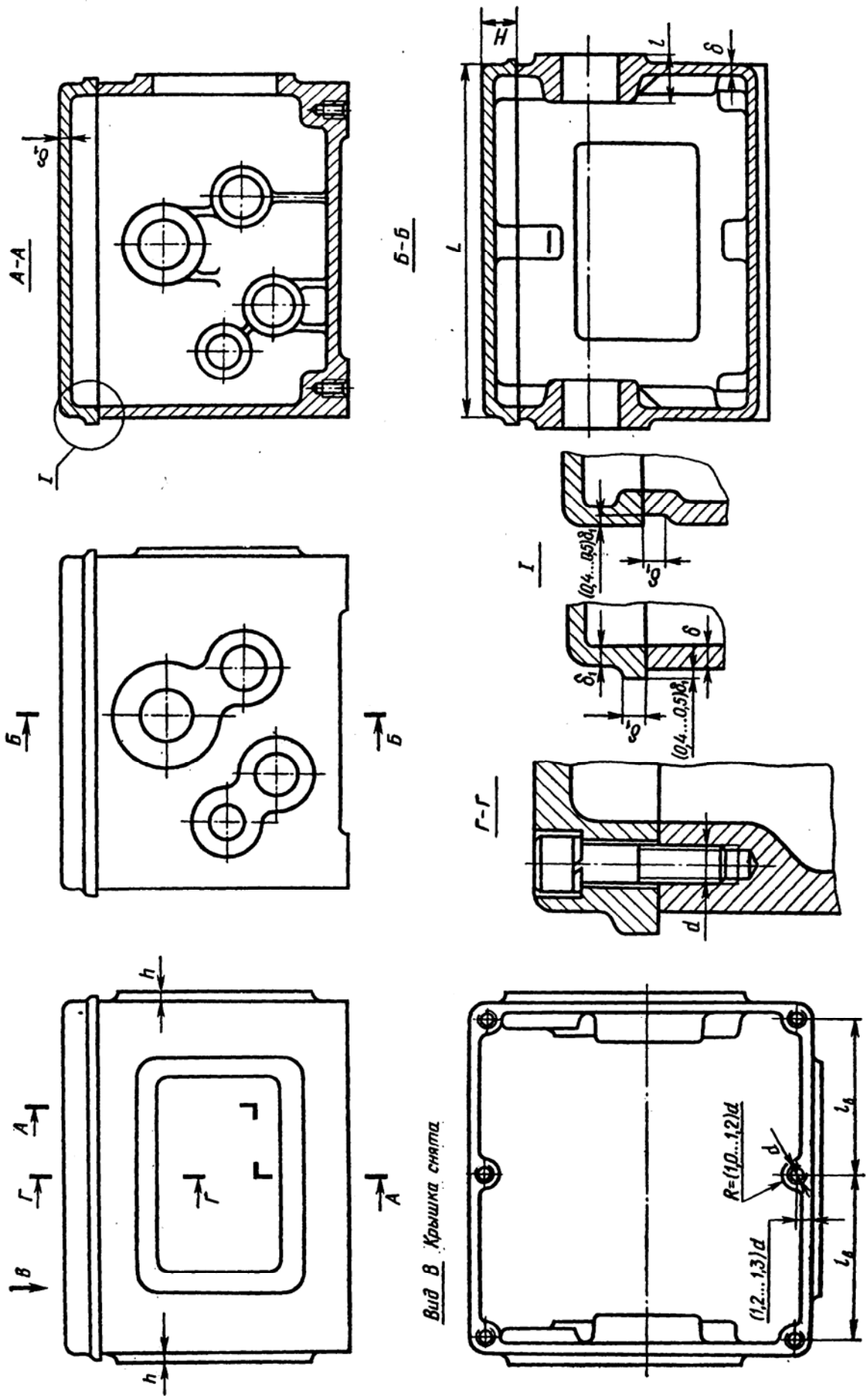


Рис. 11.33



Вид В Крышка снята.

Рис. 11.33

6.6. Оформление мест соединения корпуса с фланцем электродвигателя

Для присоединения фланцевого электродвигателя на корпусе конструируют опорный фланец. Предварительно вычерчивают конец вала и фланец электродвигателя, оставляя между торцами валов зазор 2...3 мм или больше в зависимости от типа муфты (рис. 11.35,а). После этого к фланцу электродвигателя подводят опорный фланец толщиной S , который соединяют затем с корпусом стенкой толщиной δ_0 , равной толщине стенки корпуса δ или его крышки δ_1 .

Толщину опорного фланца принимают

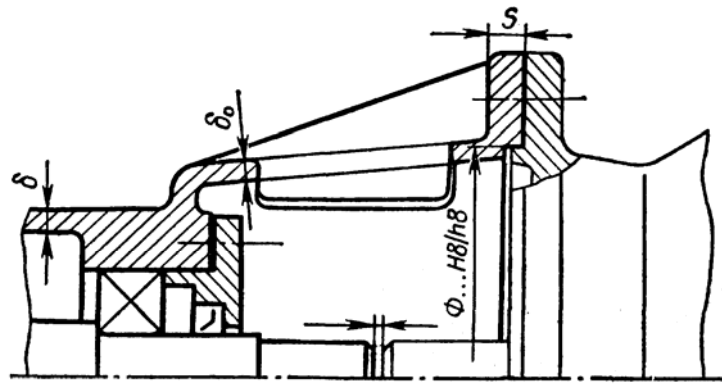
$$S = (1,4...2)d,$$

где d — диаметр винта или шпильки для крепления электродвигателя. При креплении шпилькой 5 принимают равной длине нарезанной части шпильки.

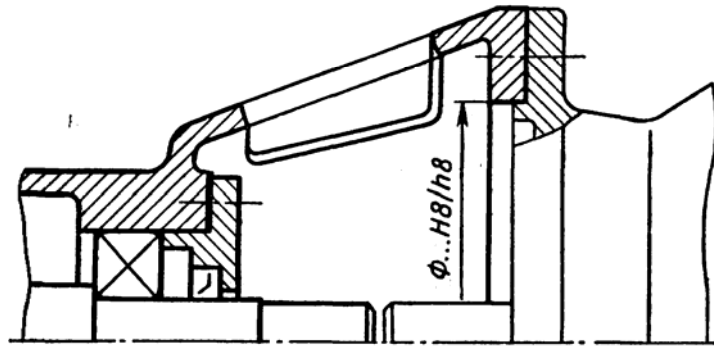
Способ соединения опорного фланца с корпусом (рис. 11.35,а,б) зависит от соотношений размеров фланцев электродвигателя и корпуса. Иногда для упрощения конструкции корпусной детали электродвигатель крепят не непосредственно к корпусу, а к крышке подшипника, которую конструируют, как показано на рис. 11.35,в. Обычно вал электродвигателя соединяют с валом узла компенсирующей муфтой. В этом случае центрирующий буртик фланца электродвигателя сопрягают с центрирующим отверстием опорного фланца по посадке $H8/h8$. Соединение валов глухими муфтами (втулочной и др.) нежелательно, так как приводной вал и вал электродвигателя образуют в этом случае один многоопорный вал (статически неопределимая система). Для нормальной работы такого соединения требуется строжайшая соосность валов, которая достигается ручной пригонкой опорного фланца корпуса и точным совмещением осей при сборке.

Иногда диаметр приводного вала бывает значительно больше диаметра вала электродвигателя. Тогда для уменьшения вылета электродвигателя его вал вставляют в отверстие приводного вала, как показано на рис. 11.36. Недостатком такого соединения, так же как и в предыдущем случае, является необходимость применения очень сложной и дорогой операции пригонки для достижения соосности соединяемых валов. В этом случае между центрирующей буртиком электродвигателя и корпусом должен быть предусмотрен зазор.

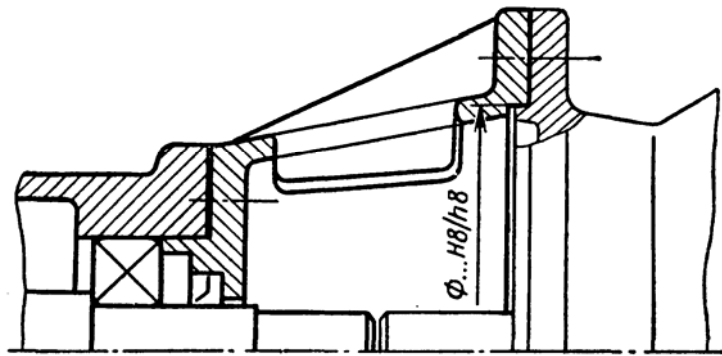
Крепление электродвигателя к корпусу производят шпильками или винтами с гайками. Диаметр шпилек (винтов) определяют по отверстиям во фланце электродвигателя.



a)



b)



c)

Рис. 11.35

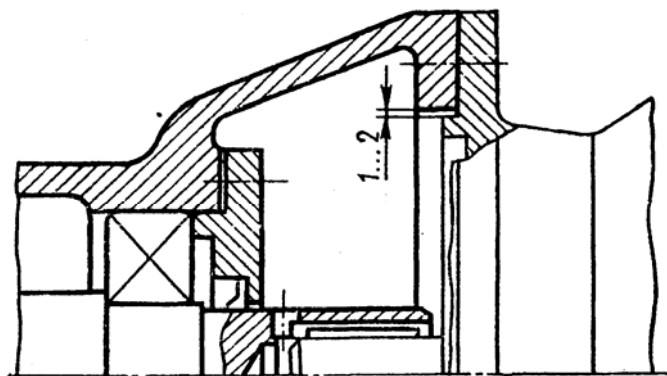


Рис. 11.36

6.7. Крышки люков

Для заливки масла в редуктор и контроля правильности зацепления делают люки. Чтобы удобнее было заливать масло и наблюдать за зубчатыми (червячными) колесами при сборке к эксплуатации, размеры люков должны быть максимально возможными. Люки делают прямоугольной или (реже)

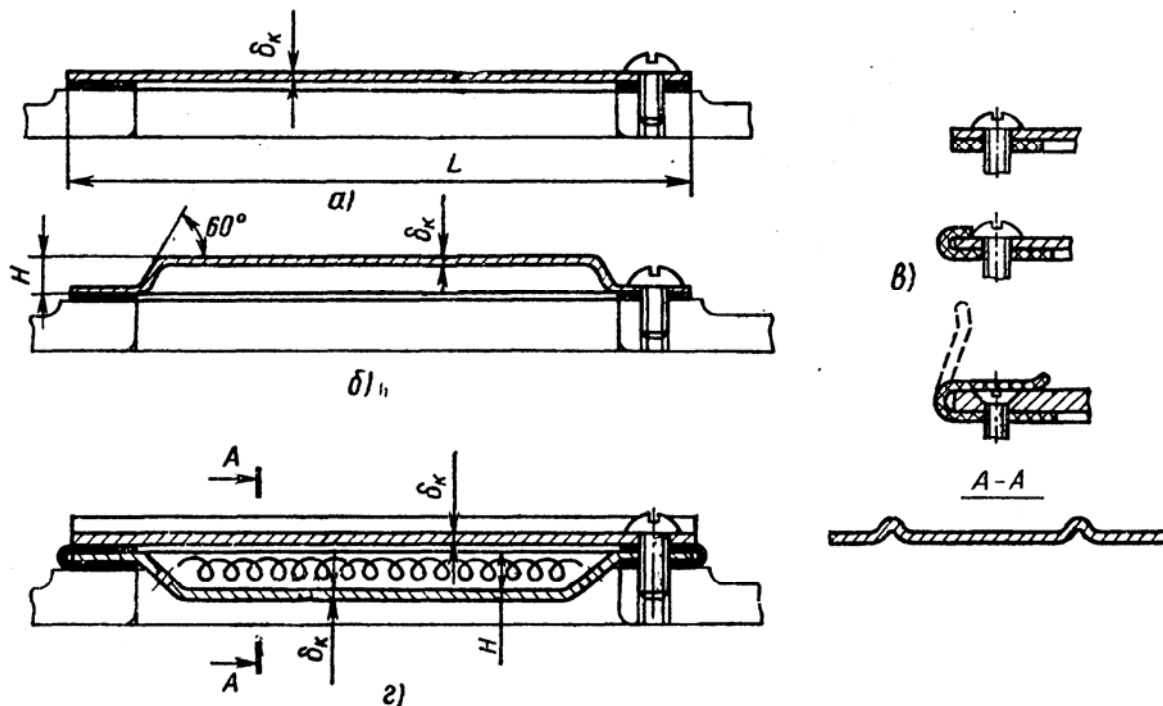


Рис. 11.37

круглой формы и закрывают крышками, изготовленными из стального листа, литыми из чугуна, алюминия или прессованными из пластмассы.

Широко применяют стальные крышки (рис. 11.37) из листов толщиной

$$\delta_K = (0,010 \dots 0,012)L \geq 2 \text{ мм},$$

где L — длина крышки, мм.

При единичном и мелкосерийном производстве применяют простейшую стальную крышку (рис. 11.37,а), а при средне- и крупносерийном — штампованную (рис. 11.37,б). Высоту крышки H принимают

$$H \approx 0,1L$$

Для того чтобы внутрь корпуса извне не засасывалась пыль, под крышку ставят уплотняющие прокладки. Материал прокладок — технический картон марки А по ГОСТ 9347—74 толщиной 1,0... 1,5 мм. В последнее время вместо картона для прокладок стали применять полосы из резины марки МБ по ГОСТ 7338—77 толщиной 2,0...3,0 мм, привулканизированные к крышке. На рис. 11.37,в показаны три исполнения прокладок: два исполнения — простая полоса (верхний рисунок) и полоса с отбортовкой, закрывающей грани крышки (средний рисунок), крепятся к корпусу винтами с полукруглой головкой; в третьем исполнении (нижний рисунок) применены винты с потайной головкой, которые по соображениям эстетики полностью закрыты резиновой полосой. В этом исполнении резина привулканизирована

только к нижней стороне крышки. Поэтому верхнюю часть прокладки можно отгибать при завинчивании или отвинчивании винтов.

На рис. 11.37,з приведена крышка, совмещенная с отдушиной. Во внутренней штампованной крышке высота $H \approx 0,1L$. В ней пробиты 2...4 отверстия диаметром 4...5 мм. Эта крышка окантована с двух сторон привулканизированной резиной. Наружная крышка плоская. Вдоль длинной ее стороны выдавлены 2...3 гребня (сеч. А—А, рис. 11.37,з), через которые внутренняя полость редуктора соединена с внешней средой. Пространство между внутренней и внешней крышками заполнено фильтром из тонкой медной проволоки или из другого материала

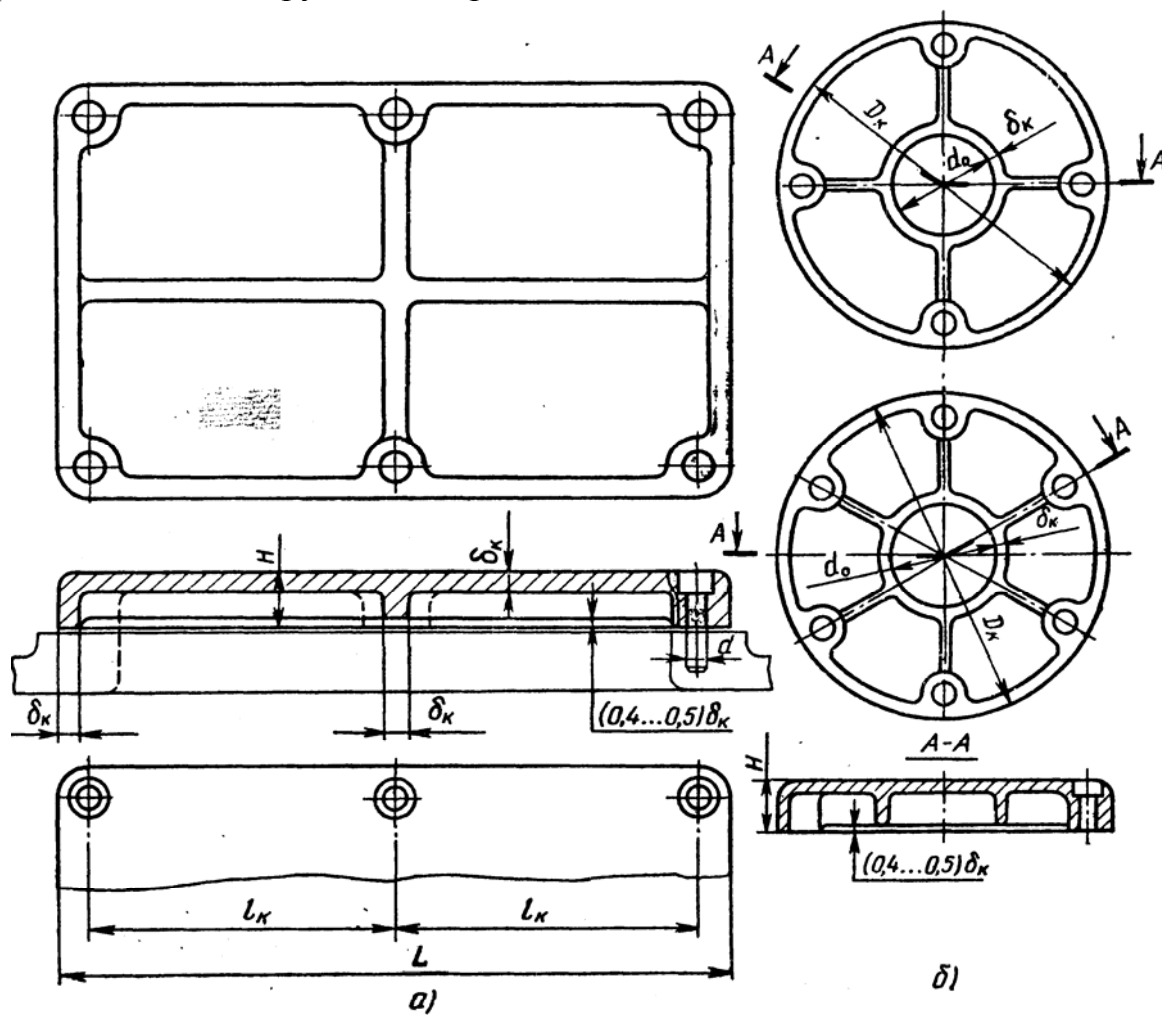


Рис. 11.38

На рис. 11.38 даны конструкции литых крышек из чугуна марки СЧ 15—32 по ГОСТ 1412—70 и из алюминия марки АЛ9 по ГОСТ 2685—75 прямоугольной (а) и круглой (б) формы. Аналогична конструкция крышек, прессованных из пластмассы.

Толщина стенок крышек, изготовленных из:

чугуна $\delta_k = (0,7 \dots 0,8) \delta$;

алюминия и пластмассы $\delta_k = (0,5 \dots 0,6) \delta$,

где δ — толщина стенки корпуса редуктора (коробки скоростей).

Высота крышек, изготовленных из:

чугуна $H \geq 0,1 L (D_k)$;

алюминия и пластмассы $H \geq 0,05 L (D_k)$.

Толщина δ_k стенок в любом сечении крышки должна быть по возможности одинаковой.

Крышки усиливают ребрами жесткости. В круглых крышках (рис. 11.38, б) ребра жесткости направлены радиально. В центре таких крышек, чтобы ребра не соединялись в общий узел, выполняют кольцевое ребро с диаметром

$$d_0 \geq 5\delta_k$$

Диаметры d винтов для крепления крышек к корпусу принимают равными толщине стенки корпуса. Расстояние между винтами

$$l_k \leq 12d.$$

6.8. Сварные корпуса

При единичном производстве экономически выгоднее корпусные детали выполнять сварными. Толщину стенок сварного корпуса принимают

$$\delta_{св} \approx 0,8\delta,$$

где δ — толщина стенок литого чугунного корпуса (см. табл. 11.1).

Корпус и крышку редуктора сваривают из элементов, изготовленных из проката (лист, полоса, прутки круглого сечения и др.). После сварки корпус и крышку отжигают и иногда правят (рихтуют). Затем производят механическую обработку плоскостей и отверстий детали.

Конструкции сварных корпусов редукторов очень разнообразны. Возможный вариант конструктивного оформления сварного корпуса цилиндрического одноступенчатого редуктора показан на рис. 11.39. Для размещения подшипников качения и крепления крышек предусмотрены сварные элементы прямоугольной формы с размерами:

$$\text{высота } H = 1,25D + 10 \text{ мм};$$

$$\text{ширина } B = 2(l + 1,1 d_c),$$

где d_c — диаметр отверстия для крепления крышки к корпусу; l — расстояние между осями отверстий, определяемое графически.

Размер фланца K определяют по соотношению, приведенному на с.159.

Сварные корпуса редукторов других типов конструируют аналогично.

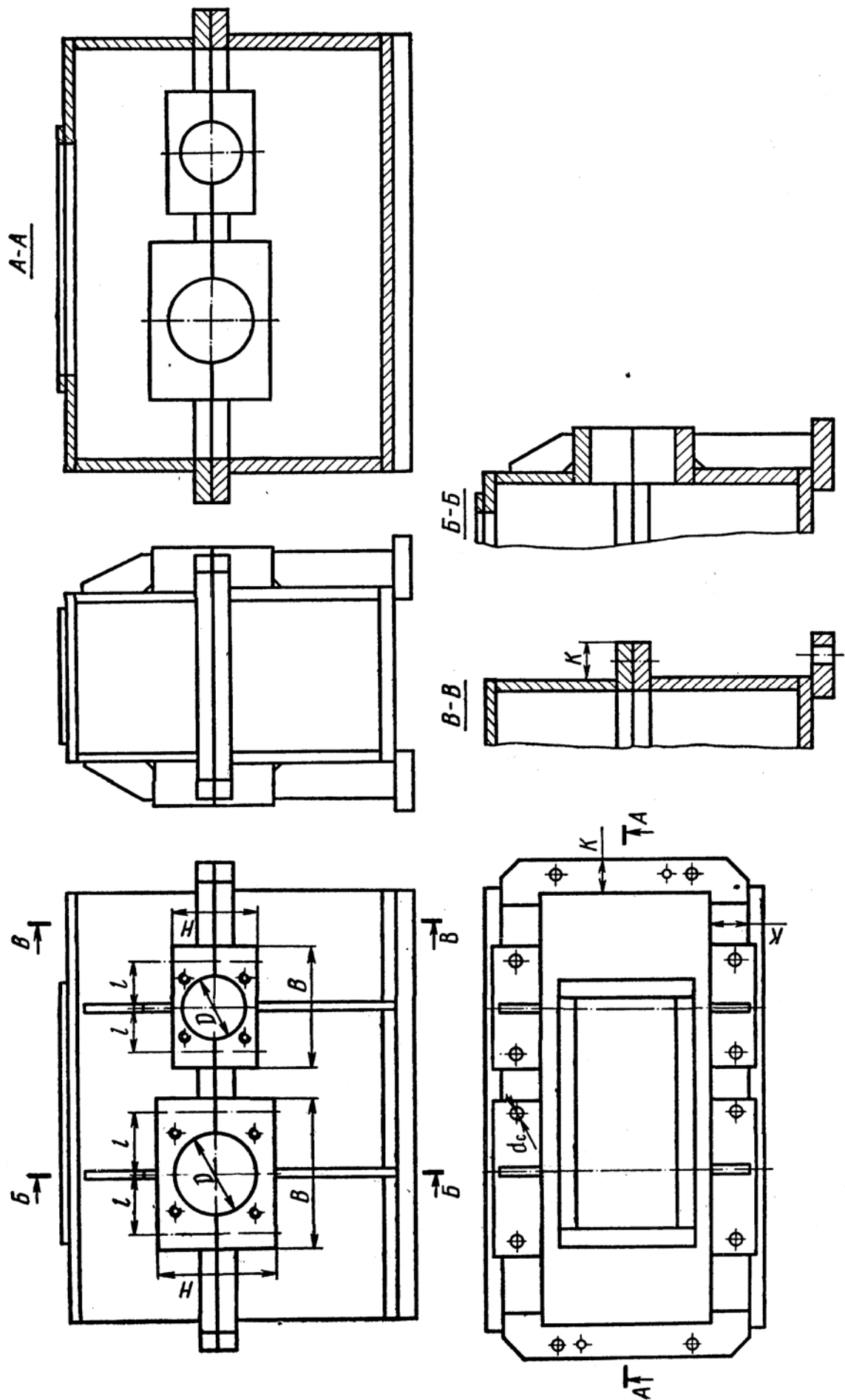


Рис. 11.39

7. Конструирование шкивов и натяжных устройств

7.1. Выбор типа и основных параметров ременной передачи

При выборе типа ременной передачи следует учитывать, что передачи с многоклиновыми и зубчатыми ремнями (рис. 12.1) компактнее обычных клиноременных и тем более плоскоремennых передач. Так как клиновые ремни бесконечные, то для замены пришедшего в негодность ремня придется производить разборку узла. Поэтому шкивы клиноременной передачи должны быть расположены на валах консольно.

Диаметры шкивов плоскоремennых передач принимают по ГОСТ 17383—73 или из следующего ряда чисел; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630 мм.

Ширину шкива B принимают по ГОСТ 17383—73 или из следующего ряда чисел: 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250 мм.

Расчетные диаметры d_p шкивов для различных сечений клиновых ремней выбирают в пределах, указанных в табл. 12.1.

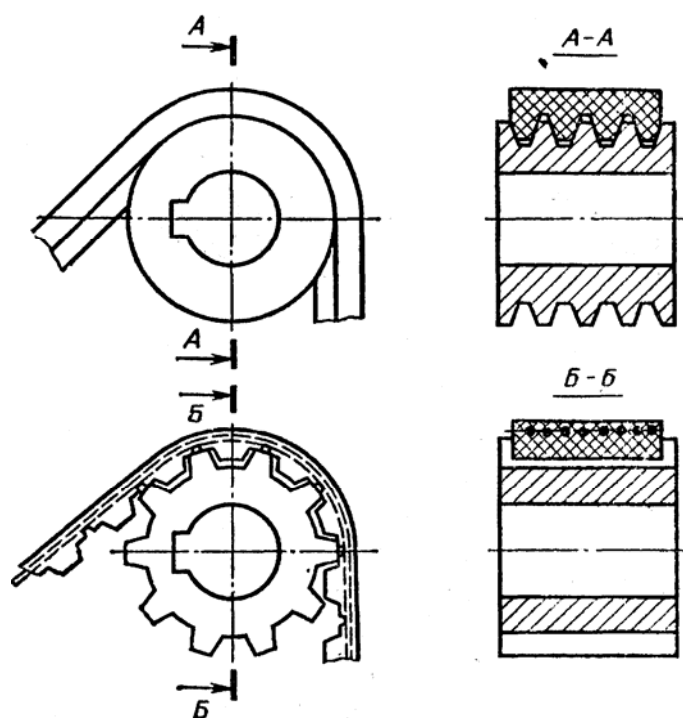


Рис. 12.1

Таблица 12.1

Сечение ремня	0	A	B	B
d_p , мм	63...180	90...450	125...500	200...630

Конкретные значения расчетных диаметров следует брать из того же ряда чисел, что и для плоскоремennых передач.

7.2. Конструкции шкивов

Шкивы изготовляют литыми из чугуна марки СЧ 15—32 или легких сплавов, сварными из стали, а также из пластмасс. Чугунные литые шкивы из-за опасности разрыва от действия центробежных сил применяют при окружной скорости до 30 м/е. При более высокой скорости шкивы должны быть стальными. Для снижения инерционных нагрузок, особенно в передачах с большими скоростями, применяют шкивы из легких сплавов.

Таблица 12.2

мм						
D	40...112	125...140	160...180	200...224	250...280	315...355
h	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

Внешняя поверхность обода шкива плоскоременной передачи имеет форму кругового цилиндра (рис. 12.2,*а*). В быстроходных передачах, а также в случаях, когда оси валов, на которых установлены шкивы, могут иметь большие отклонения от параллельности, внешнюю поверхность обода одного из двух шкивов следует выполнять сферической (рис. 12.2,*б*) или с двумя конусами (рис. 12.2,*в*). При этом ремень лучше фиксируется на шкивах и не сбегает с них во время заботы передачи. Величину выпуклости h принимает по табл. 12.2 (см. ГОСТ 17383—73).

При диаметре шкива $D \geq 400$ мм величину выпуклости h принимают в зависимости от размеров D и B шкива по ГОСТ 7383—73.

Размеры основных конструктивных элементов шкивов (рис. 12.2,*а-д*) принимают по табл. 12.3.

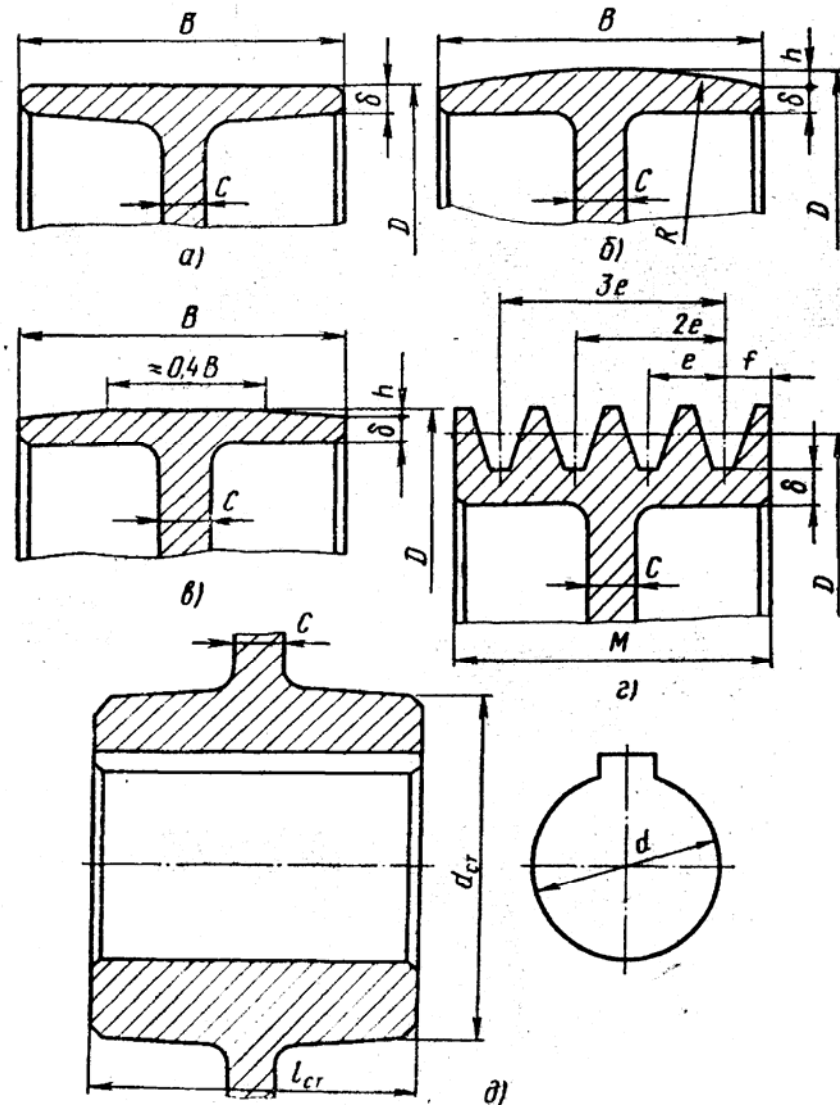


Рис. 12.2

Конструктивный элемент	Расчетная формула
Ширина шкива передач:	
плоскоременных	$B = (1,10 \dots 1,5)b$
клиноременных	$M = (n-1)e + 2f$
Толщина обода чугунных шкивов передач:	
плоскоременных	$d_{чуг} = 0,05(D+2B)+3 \text{ мм}$
клиноременных	$d_{чуг} = (0,65 \dots 0,75)e$
Толщина обода стальных шкивов	$d_{cm} = 0,8d_{чуг}$
Толщина диска	$C = (1,2 \dots 1,3)d$
Диаметр ступицы шкивов:	
чугунных	$d_{cm} = 1,6d+10 \text{ мм}$
стальных	$d_{cm} = 1,5d+10 \text{ мм}$
Длина ступицы	$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5)d$

7.3. Натяжные устройства

При конструировании ременной передачи обязательно предусматривают специальные натяжные устройства, позволяющие периодически восстанавливать начальное натяжение или непрерывно поддерживать его по мере вытягивания ремней. По ГОСТ 20898—75 для компенсации отклонений длины клинового ремня и компенсации вытяжки, а также для обеспечения возможности свободного надевания новых клиновых ремней должна предусматриваться возможность изменения межосевого расстояния в сторону уменьшения на $1,5\% L$ и в сторону увеличения на $3,0\% L$, где L — расчетная длина ремня. Выбор того или другого способа натяжения определяется конструктивной схемой привода, возможностью размещения деталей натяжного устройства и сравнительной сложностью его конструкции.

Для плоскоремненной передачи большое значение имеет угол обхвата ремня на малом шкиве. Поэтому при относительно большом передаточном числе и малом межосевом расстоянии целесообразно натяжение ремня осуществлять роликом.

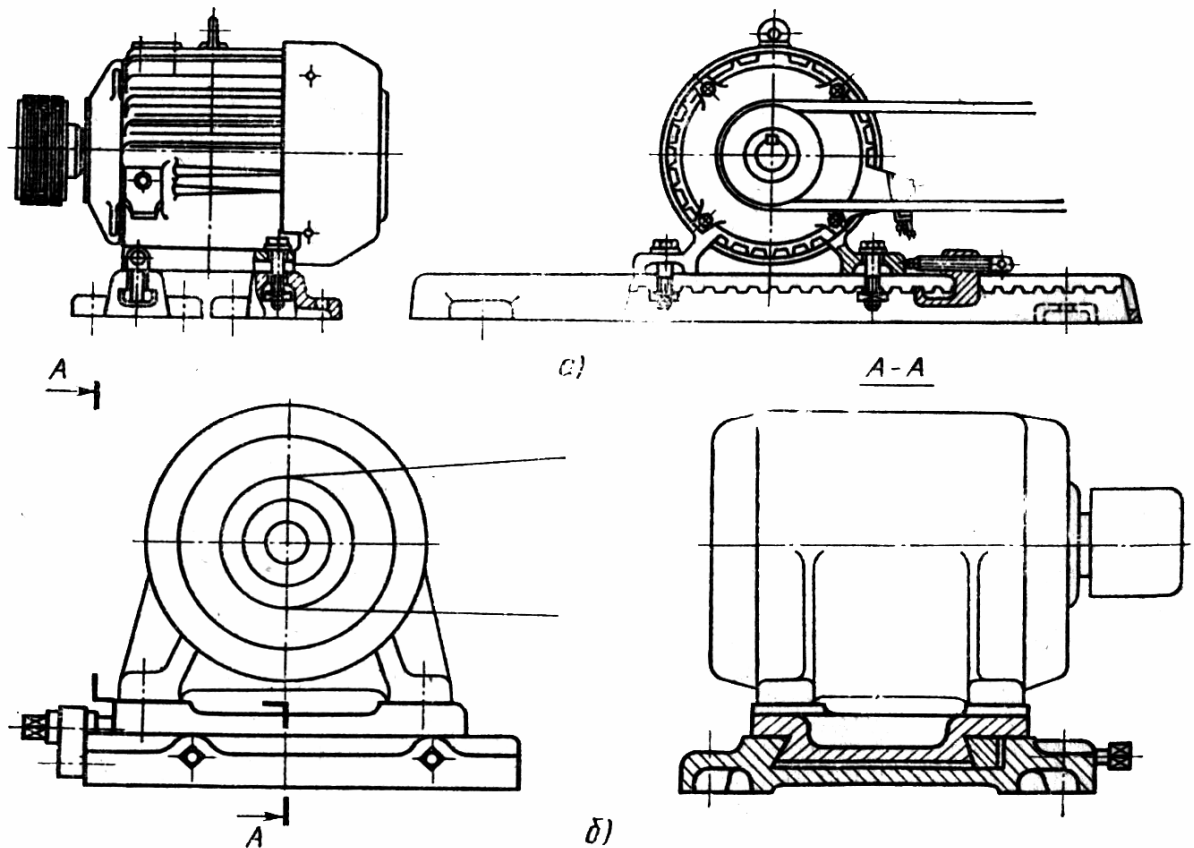


Рис. 12.6

Для передач клиновыми ремнями угол обхвата ремня имеет меньшее значение. Поэтому ролик можно располагать с внутренней стороны ремня. При этом ролик не изгибает ремень в противоположную сторону, вследствие чего долговечность ремня снижается меньше.

Наиболее простым является натяжение ремня передвижением одного из узлов на салазках. Обычно этот способ используют при передаче движения от электродвигателя. Если допускают условия размещения привода в

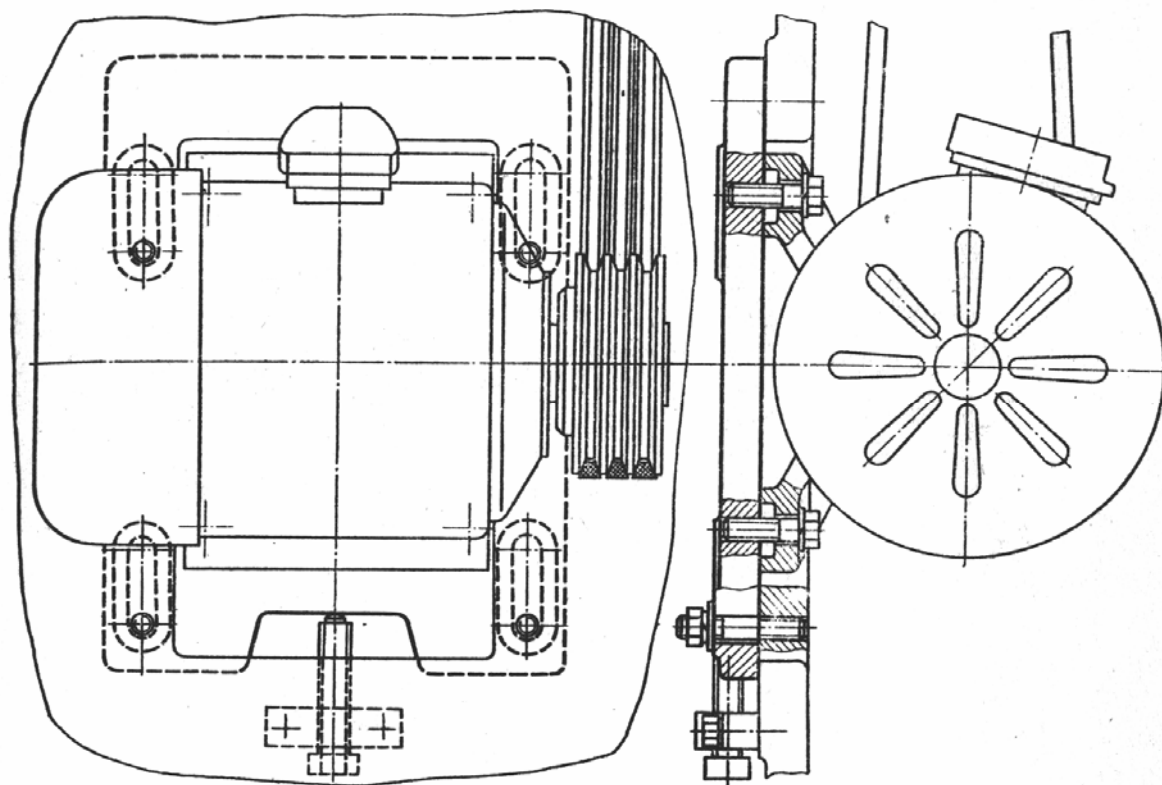


Рис. 12.7

цехе, то применяют стандартные салазки (рис. 12.6,*a*). Иногда оказывается более удобным вместо стандартных салазок сконструировать плиту с направляющими (рис. 12.6,*б*).

При вертикальном или наклонном расположении передачи салазки закрепляют на стенках тумбы, станины, колонны (рис. 12.7).

Широко используют натяжение ремней с помощью качающейся плиты. На такую плиту устанавливают электродвигатель или любой другой узел ременной передачи. При конструировании качающейся плиты необходимо ось качания располагать так, чтобы угол β (рис. 12.8) был близок к прямому. Если этот угол будет близок к 180° (угол β), то межосевое расстояние изменится мало (рис. 12.8).

Оси 1 и 2 (рис. 12.8), относительно которых происходит поворот плиты или узла, выполняются по ГОСТ 9650—71. От выпадения оси удерживают шайбой или шплинтом. На изготовление шайб ШЕЗ по нормали МН 787—60 (рис. 12.9) расходуется меньше металла, а надежность осевой фиксации шайбами ШЕЗ выше, чем шплинтами, поэтому их применение предпочтительно.

Следует отметить, что шайбы ШЕЗ по этой нормали можно с успехом применять не только в качающихся плитах, но и в других случаях, когда необходимо создать шарнир для периодического поворота детали.

В натяжном устройстве на рис. 12.10 натяжение ремней осуществляется силой тяжести электродвигателя и плиты. Сам электродвигатель смонтирован внутри станины.

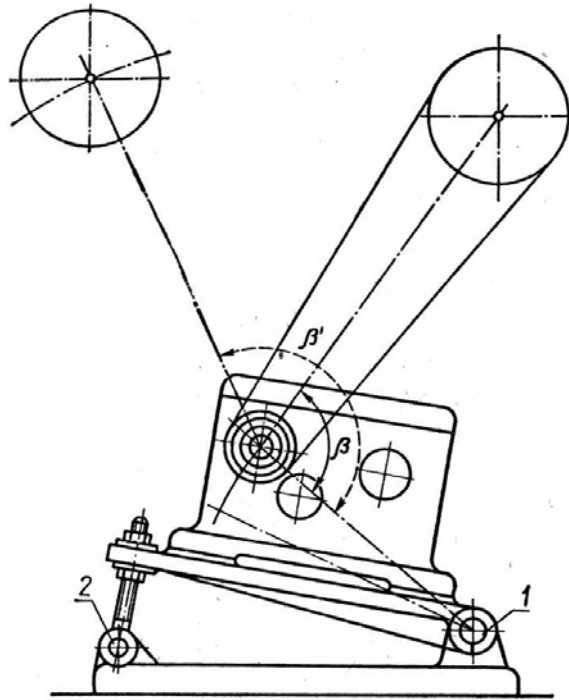


Рис. 12.8

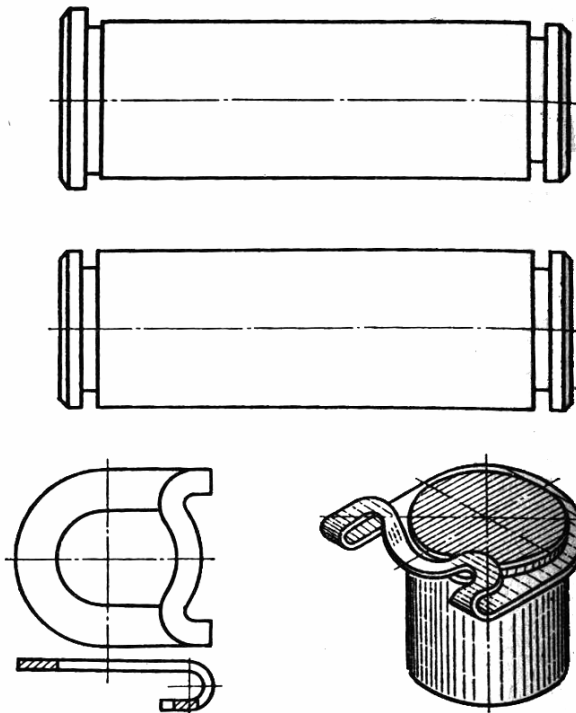
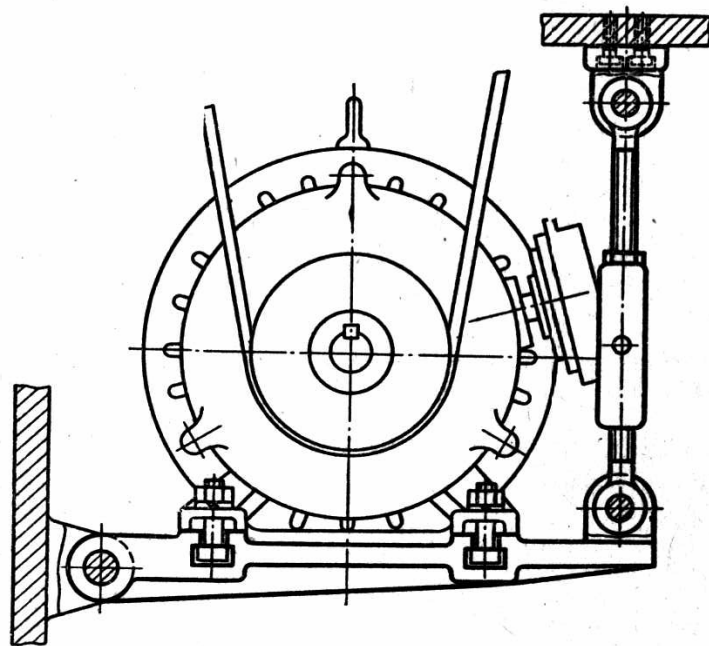


Рис. 12.9



8. Маслоуказатели и отдушины

Для наблюдения за уровнем масла при картерной смазке в корпусе узла должен быть установлен один из указателей уровня масла. Наиболее распространены маслоуказатели: трубчатые (рис. 6.10,*а*); круглые (табл. 6.1); удлиненные (табл. 6.2); жезловые (щупы; рис. 6.10,*б*); крановые (рис. 6.11).

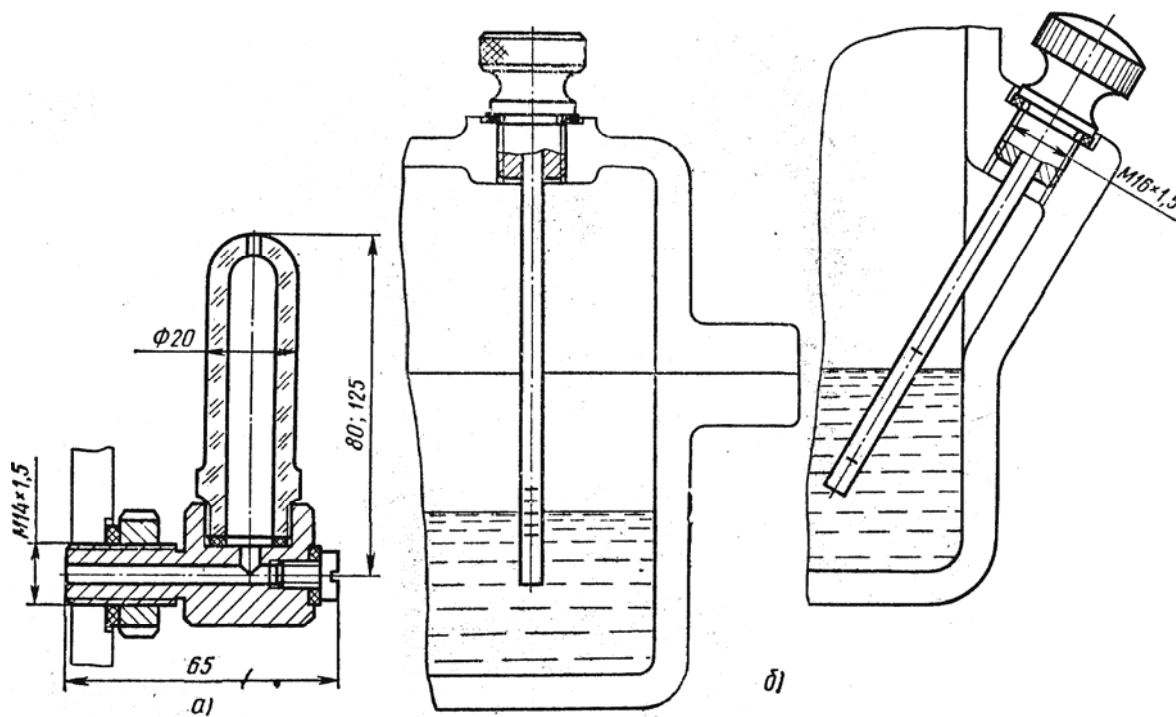
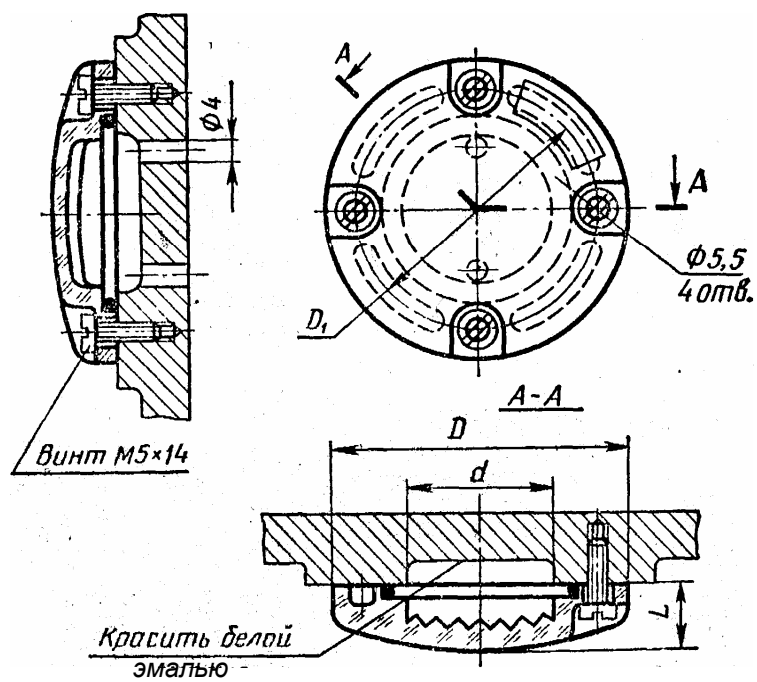
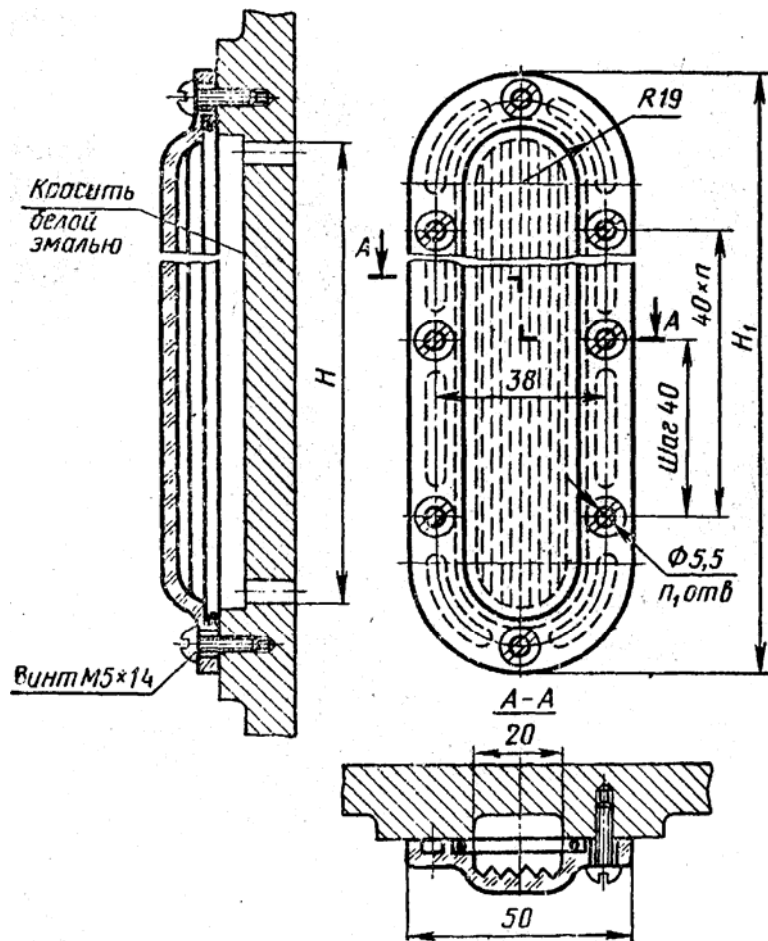


Рис. 6.10



d	D	D_1	L
30	60	48	12
50	82	70	14,5

Таблица 6.2



H	H_1	Число шагов, n	Число отверстий, n_1
мм			
82	112	1	6
122	152	2	8
162	192	3	10

Для контроля за уровнем масла применяют также обычные резьбовые пробки (см. с. 163).

Круглый и удлиненный маслоуказатели широко применяют в станках, где коробки скоростей, коробки подач, фартуки и другие узлы расположены на достаточной высоте от уровня пола и поэтому наблюдение за уровнем масла через эти маслоуказатели очень удобно.

Крановые маслоуказатели устанавливают попарно: один для контроля за нижним, другой — за верхним уровнем масла. Конусный конец крана по рис. 6.11,а притирают по конусному гнезду пробки. В кранах по рис. 6.11,б,в или

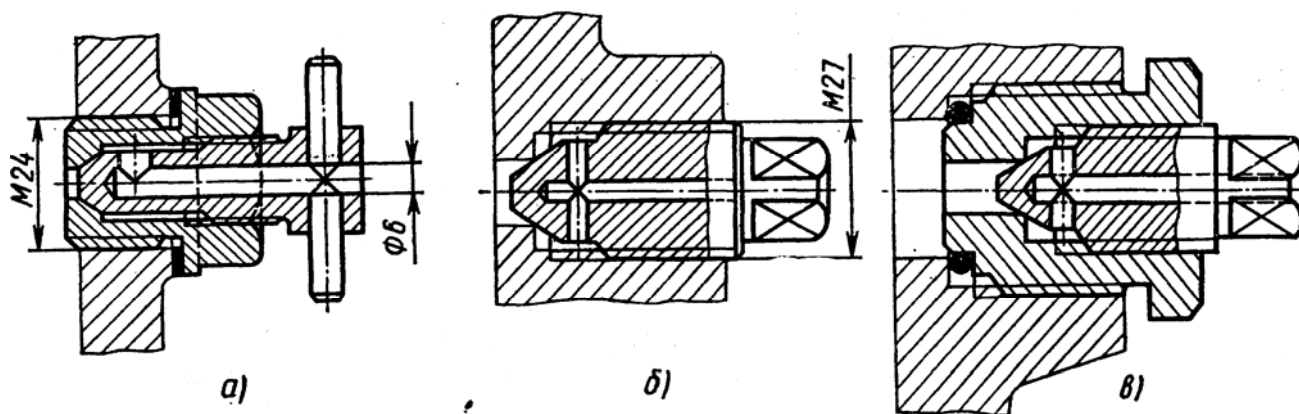


Рис. 6.11

6.11,б,в надежного уплотнения достигают затяжкой, в результате которой происходит смятие гнезда в корпусе (рис. 6.11,б) или в пробке (рис. 6.11,в). При частом пользовании желательно применять маслоуказатели по рис. 6.11,а или 6.11,б, как более долговечные.

В местах, трудно доступных для наблюдения, следует применять жезловые или крановые маслоуказатели.

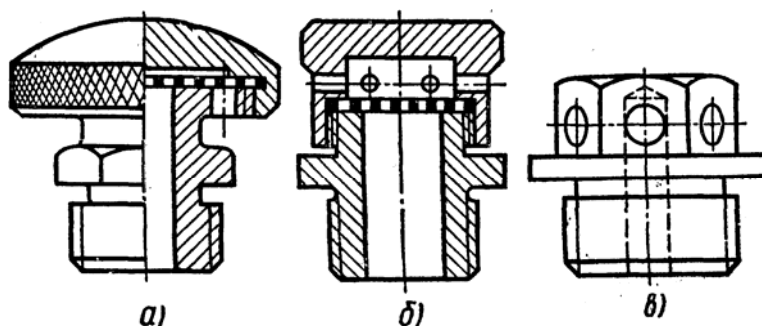
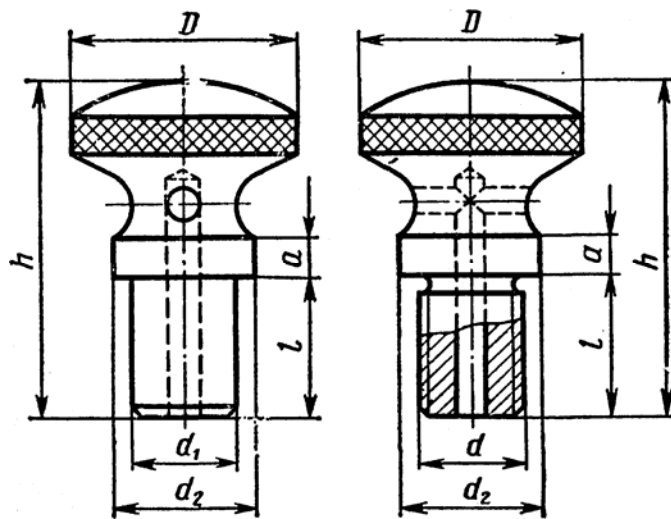


Рис. 6.12

Во время работы машины повышается давление внутри корпуса в связи с нагревом воздуха и масла. Это приводит к выбрасыванию масла из корпуса через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой путем установки отдушин в его верхних точках.

Наибольшее применение находят отдушины, изображенные на рис. 6.12, а—в и в табл. 6.3.



MM

d	$d_2 h_8$	d_2	D	h	l	a
M12 ^x 1,75	12	20	32	40	12	5,5
M16 ^x 2	16	25	40	50	16	7

Очень проста и дешева отдушина, широко применяемая в различных конструкциях редукторов (см рис. 11.37,з, с. 180). В загрязненных условиях в отдушинах помещают фильтры из металлокерамики.

9. Конструирование уплотнительных устройств

Уплотнительные устройства применяют для предохранения от вытекания смазки из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания пыли, грязи и влаги. Наиболее распространены контактные уплотнения, в которых уплотняющие элементы соприкасаются по цилиндрическим или торцовым поверхностям. Их используют при смазке подшипников как густой, так и жидкой смазкой при окружной скорости поверхности вала до 10 м/с.

Щелевые уплотнения применяют главным образом при густой смазке при окружной скорости вала до 5 м/с.

Лабиринтные уплотнения эффективны при большой скорости вращения вала как при густой, так и при жидкой смазке подшипников.

Центробежные уплотнения применяют главным образом при жидкой смазке подшипников и при частоте вращения вала более 5 м/с.

Для повышения уплотняющего эффекта широко применяют комбинированные уплотнения.

Ниже рассмотрены наиболее распространенные в машиностроении уплотнения.

9.1. Манжетные уплотнения

Манжетные уплотнения широко применяют при жидкой смазке подшипниковых узлов. Манжета (рис. 7.1) состоит из корпуса 1, изготовленного из бензостойкой резины, каркаса 2, представляющего собой стальное кольцо Г-образного сечения, и браслетной пружины 3. Каркас придает корпусу манжеты жесткость. Браслетная пружина стягивает уплотняющую

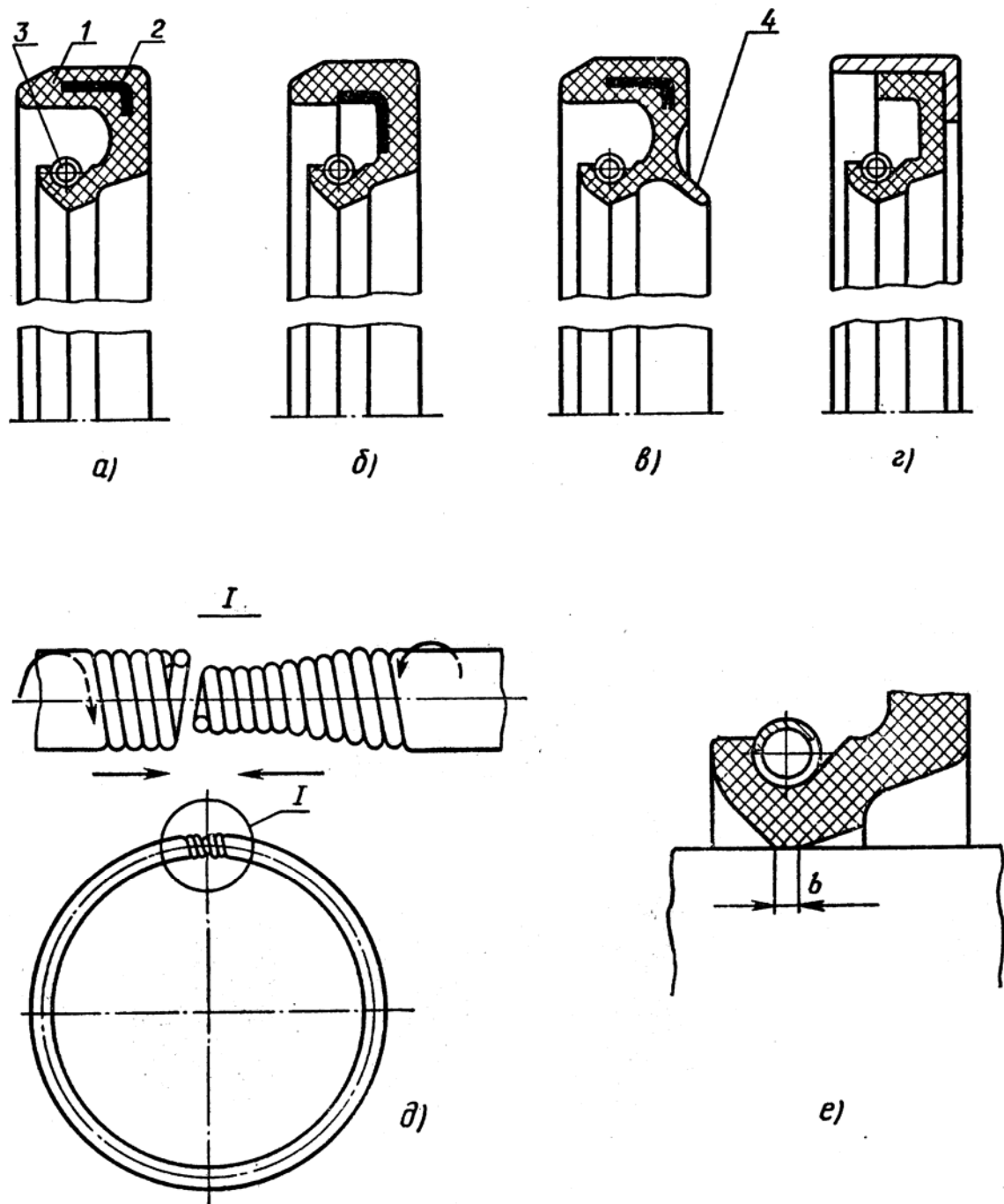


Рис. 7.1

часть манжеты. Благодаря этому образуется рабочая кромка манжеты шириной

$b = 0,4 \dots 0,8$ мм (рис. 7.1,е), плотно охватывающая поверхность вала. На рис. 7.1,д отдельно показаны браслетная пружина и способ ее соединения.

В манжете по рис. 7.1,а каркас находится внутри корпуса, а по рис. 7.1,б – на поверхности. Манжеты, предназначенные для работы в засоренной среде, выполняют с дополнительной рабочей кромкой 4 (рис. 7.1,в), называемой «пыльником». Типы и размеры манжет см. ГОСТ 8752—70, а также (1), с. 466 и табл. 1.19 приложения 1

В последнее время для улучшения центрирования в отечественных и зарубежных машинах применяют манжеты с каркасом, привулканизированным к внешней поверхности корпуса (рис. 7.1,з). Наружная поверхность каркаса шлифована с предельными отклонениями размера диаметра $\begin{matrix} +0.2 \\ +0.1 \end{matrix}$ мм. При изготовлении отверстия в крышке подшипника по допуску *H8* обеспечивается точное центрирование манжеты и надежное соединение ее с крышкой.

Для предохранения от вытекания смазки манжету обычно устанавливают рабочей кромкой внутрь корпуса (рис. 7.2,а). При таком положении манжеты к ее рабочей кромке обеспечен доступ масла, уменьшающего износ резины.

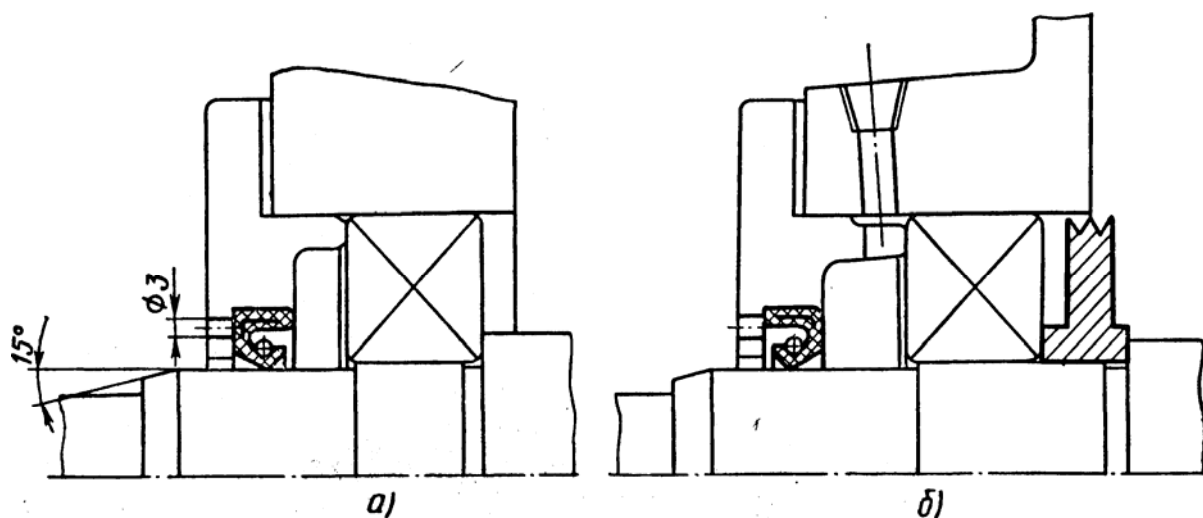


Рис. 7.2

При прессовании густой смазки давление внутри подшипниковой камеры может быть очень высоким. Чтобы не повредить манжету, ее устанавливают в этом случае рабочей кромкой наружу (рис. 7.2,б). Тогда при повышении давления смазка отогнет кромку манжеты и избыток ее вытечет наружу.

Поверхность вала под уплотнением выполняют с допуском по *h11* с шероховатостью $Ra \leq 0,32$ мкм, закаленной до твердости $HRC \geq 50$. При большой шероховатости поверхности происходит быстрый износ рабочей кромки манжеты.

Отверстие в крышке подшипника под манжету выполняют с допуском по *H8* с шероховатостью $Ra = 2,5$ мкм. Центрирующий пояс крышки выполняют с допуском по *h8*. Несоосность этого пояса относительно отверстия под манжету не должна быть более величин, приведенных в табл. 7.1 (см. ГОСТ 18514—73).

Таблица 7.1

Диаметр отверстия под манжету	Свыше 18 до 50	Свыше 50 до 120	Свыше 120 до 260
Несоосность	0,015	0,02	0,025

Для выталкивания изношенной манжеты в крышке подшипника иногда предусматривают 2—3 отверстия 3...4 мм (рис. 7.2).

При применении дистанционной втулки 1 (рис. 7.3, а, б) следует учитывать, что манжета, плотно охватывая втулку, может удерживать ее от вращения. Во избежание этого втулка должна надежно крепиться на валу. Для этого ее в осевом направлении поджимают гайкой или концевой шайбой к торцу подшипника или сажают на штифт 2. Втулку монтируют на вал с посадкой $H7/k6$. Требования к поверхности вала под уплотнением в этом случае следует относить к внешней поверхности втулки. Чтобы предохранить от повреждения рабочую кромку манжеты при монтаже, на валу или втулке предусматривают заходную фаску под углом 15° .

При высоком уровне масла (например, в глобоидных червячных редукторах) ставят рядом две манжеты (рис. 7.4, а). При запыленной внешней

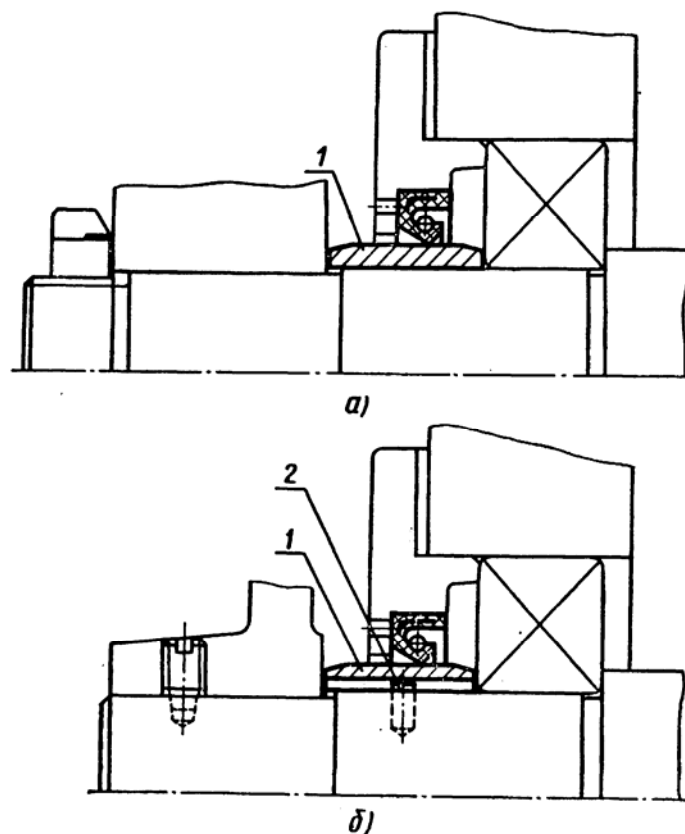


Рис. 7.3

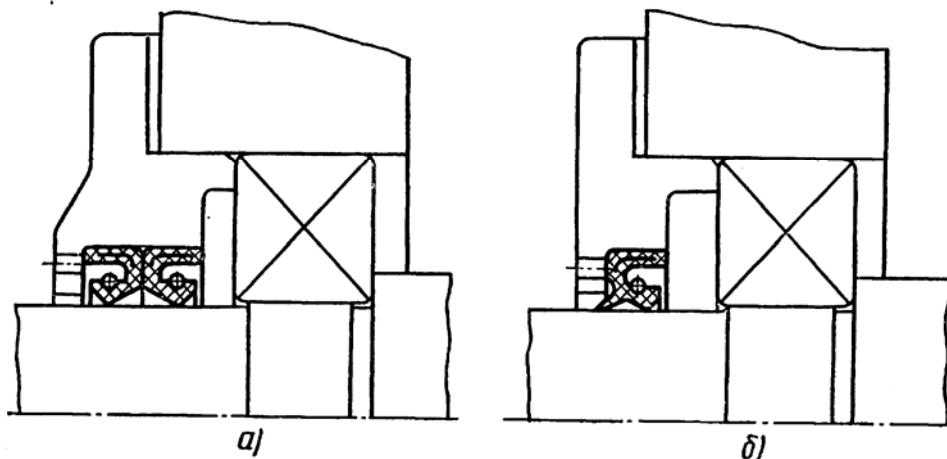


Рис. 7.4

середе в некоторых изделиях машиностроения (например, автомобилях) также ставят две манжеты или одну с пыльником (рис. 7.4,б). При этом свободное пространство между манжетами (рис. 7.4,б) или между рабочими кромками манжеты (рис. 7.4,б) заполняют при сборке густой смазкой.

9.2. Торцовые уплотнения

При жидкой смазке подшипниковых узлов в последние годы получили распространение уплотнения по торцовым поверхностям.

Принципиальные схемы подобных уплотнений даны на рис. 7.5. Они состоят из уплотнительных колец 1, 2 и пружины 3. Кольцо 1 изготовляют из более мягкого антифрикционного материала, а кольцо 2 — из более твердого. Кольцо 1 вместе с пружиной может вращаться вместе с валом (рис. 7.5,а) или быть неподвижным (рис. 7.5,б). Кольцо, имеющее свободу осевого перемещения, всегда снабжают дополнительным, так называемым статическим уплотнением 4.

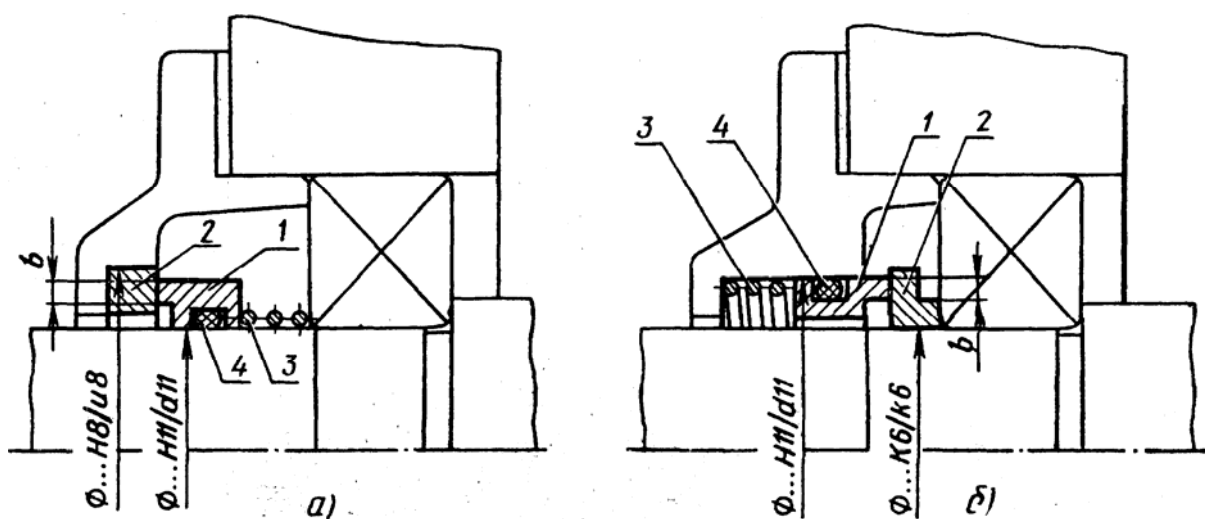


Рис. 7.5

Уплотнительные кольца при избыточном внутреннем давлении масла до 0,2

МПа (Один мегапаскаль (МПа) численно соответствует одному ньютону на квадратный миллиметр) рекомендуется изготавливать из следующих материалов (см. 151, с. 123):

к о л ь ц а 1:

АМС-1 — элементоорганическая смола с углеродным наполнителем;

АГ-1500-СО₅ — углеграфит графитированный, пропитанный, составом, содержащим 95% свинца и 5% олова;

2П-1000-Ф — углеграфит обожженный, пропитанный фенолформальдегидной смолой;

к о л ь ц а 2:

хромистые стали марок 9Х18; 20Х, 40Х; ШХ15 и др., закаленные до твердости HRC 50...60. Линейный износ материалов: АМС-1 - 0,1 мм за 1000 ч работы, АГ-1500-СО₅ или 2П-1000-Ф - 0,01 мм за тот же срок.

При конструировании пар трения стремятся уменьшить средний диаметр поверхности трения (меньшие износ, нагрев, расход мощности). Ширину b колец 1 (см. рис. 7.5) принимают по табл. 7.2.

Таблица 7.2

М М			
d вала	20...40	40...80	80...120
b	3...4	4...5	5...6

Ширина поверхности трения колец 2, имеющих большую твердость, должна быть больше величины b на 2...4 мм.

Уплотнительные кольца 1 иногда клеивают в металлические обоймы клеевым лаком Ф-10 или фенолформальдегидной смолой.

Рабочие поверхности уплотнительных колец должны иметь хорошую плоскостность (отклонения не должны превышать 0,9 мкм). Шероховатость рабочей поверхности стальных колец должна быть $Ra \leq 0,16$ мкм. Давление на уплотняющей поверхности, создаваемое пружиной или набором пружин, должно быть в пределах 0,05...0,15 МПа.

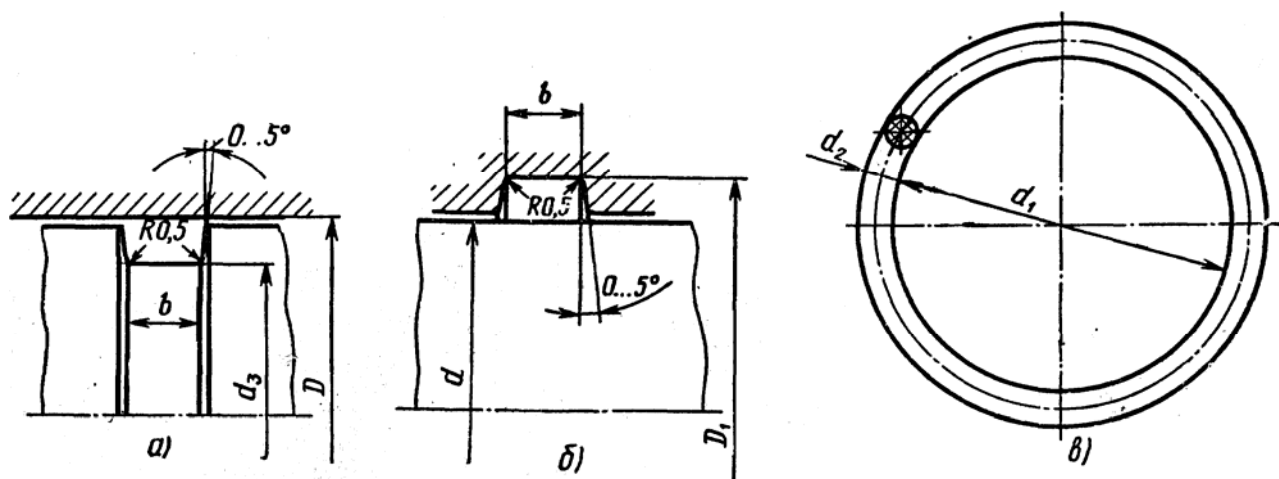


Рис. 7.6

Статическими уплотнениями чаще всего служат резиновые кольца круглого сечения. Шероховатость поверхностей, по которым происходит осевое перемещение этих колец, должна быть $Ra \leq 0,63$ мкм.

Размеры резиновых колец принимают (рис. 7.6,в): толщину $d_2 = 4,6$ мм, диаметр отверстия:

при расположении кольца в канавке вала (рис. 7.6,а)

$$d_1 = D - c - 8 \text{ мм};$$

при расположении кольца в канавке корпуса (рис. 7.6,б)

$$d_1 = d - c.$$

Значение c :

при $d = 28$ и 30 мм $c = 0,5$ мм,

» $d = 32 \dots 63$ » $c = 1,0$ мм,

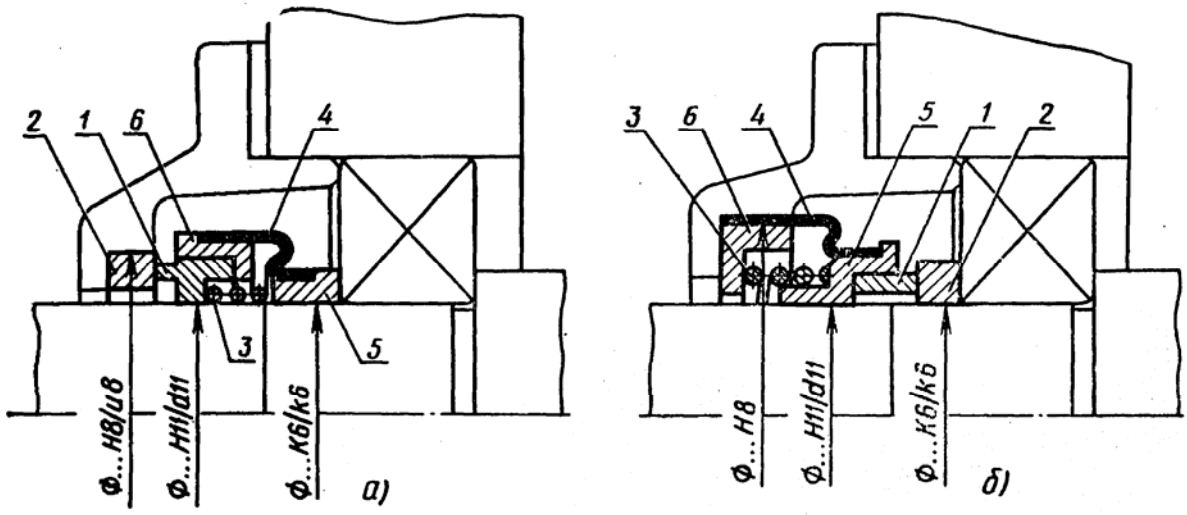
» $d = 64 \dots 92$ » $c = 1,5$ мм.

Форма канавок для резиновых колец $d = 4,6$ мм на валу и в корпусе дана на рис. 7.6,а,б. Размеры конструктивных элементов канавок принимают: $b = 5,6$ мм; $D = d + 8$ мм; $d = D - 7,4$ мм; $D_1 = d + 7,4$ мм.

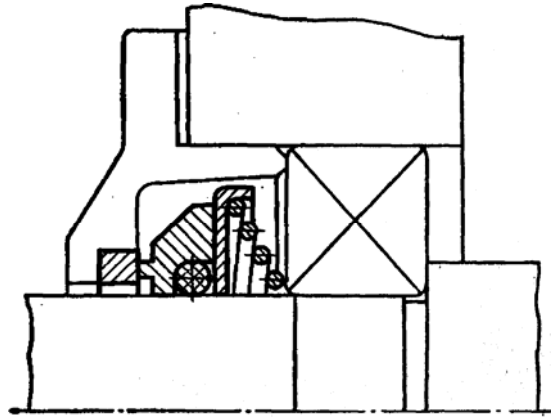
Диаметры d выбирают из следующего ряда чисел: 28; 30; 32; 34; 35; 36; 37; 38; 40; 42; 44; 45; 47; 48; 50; 52; 54; 55; 57; 58; 60; 62; 63; 64; 65; 67; 68; 70; 72; 74; 75; 77; 78; 80; 82; 85; 88; 90; 92 мм;

диаметры D — из ряда чисел: 36; 38; 40; 42; 43; 44; 45; 46; 48; 50; 52; 53; 55; 56; 58; 60; 62; 63; 65; 66; 68; 70; 71; 72; 73; 75; 76; 78; 80; 82; 83; 85; 86; 88; 90; 92; 95; 98; 100 мм.

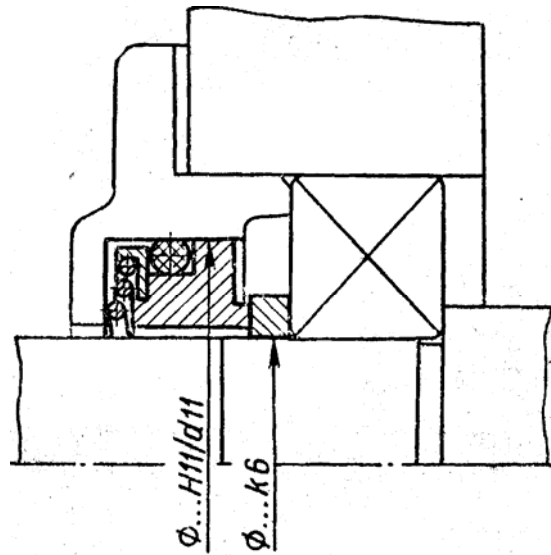
Помимо резиновых колец круглого сечения статическое уплотнение осуществляют также резиновыми сальниками 4, привулканизированными к стальным кольцам 5 и 6 (рис. 7.7,а,б; поз. 1—3 те же, что и на рис. 7.5), а также мембранами. На рис. 7.8 показано торцовое уплотнение, выполненное по схеме рис. 7.5,а, а на рис. 7.9 — по схеме рис. 7.5,б. Оба уплотнения отличаются малыми осевыми размерами



Puc. 7.7



Puc. 7.8



Puc. 7.9

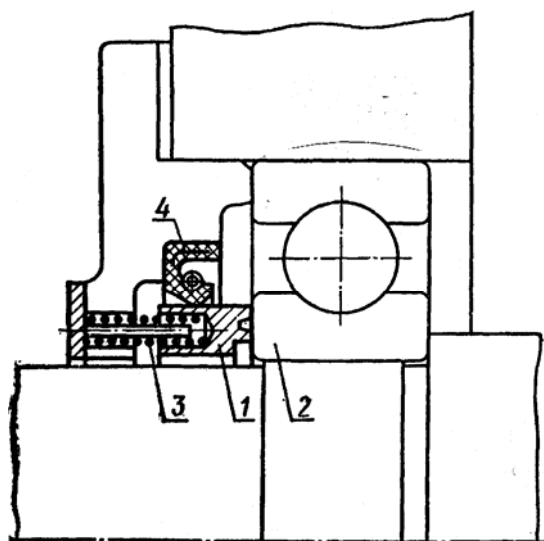


Рис. 7.10

По такой же схеме выполнено уплотнение (рис. 7.10), примененное в мотор-редукторе МПО 02-15 Тамбовского завода полимерного машиностроения. Здесь роль стального кольца 2 выполняет внутреннее кольцо подшипника. Кольцо 1 плавающее, самоустанавливающееся по торцу кольца 2. Поджим кольца 1 к кольцу 2 осуществляет группа пружин 3, размещенных в крышке подшипника. В качестве статического уплотнения применена рассмотренная выше манжета 4. Осевая жесткость манжеты ничтожна, поэтому сила трения при осевом перемещении кольца 1 тоже невелика.

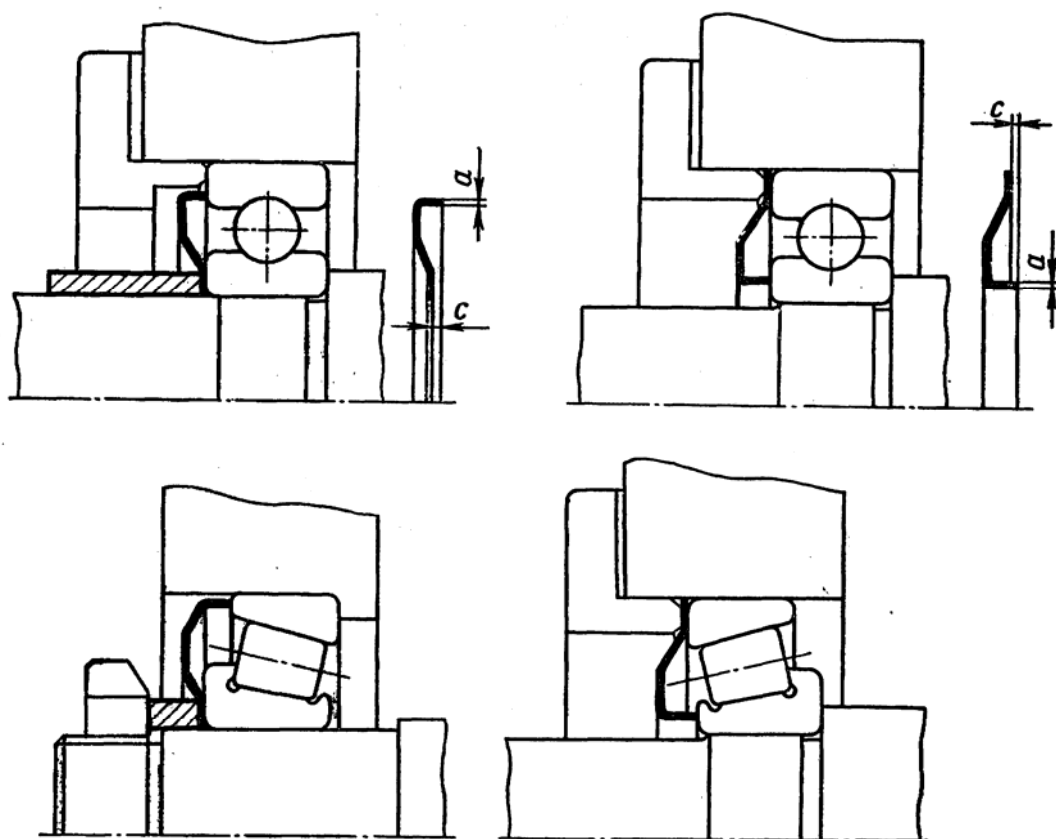


Рис. 7.11

Торцовые уплотнения предпочтительно выполнять по схемам рис. 7.5,б и

7.7,б, в которых минимум вращающихся с валом деталей и лучший отвод тепла от трущихся поверхностей.

Фирма «Циллер» (ФРГ) производит простые и достаточно эффективные уплотнения упругими стальными шайбами, названными Nilos. Уплотнение этими шайбами применяют при любой смазке подшипников и скорости скольжения трущихся поверхностей до 6 м/с.

Применение подобных шайб показано на рис. 7.11. Толщина шайб в зависимости от их размера составляет $a = 0,3...0,6$ мм. Торцовая грань шайб выступает за их плоскость на величину $c = 0,5...0,6$ мм. Это создает после закрепления шайб некоторую силу прижатия их граней к торцам кольца подшипника. Размеры шайб см. [6].

9.3. Щелевые уплотнения

Зазоры щелевых уплотнений заполняют густой смазкой, которая защищает подшипник от попадания в него извне пыли и влаги. Формы канавок приведены на рис. 7.12.

При отношении $b/S_m = 10$ эффект щелевого уплотнения максимальный. Здесь b — ширина канавки; $S_m = (ES - es - ei)/4$: — средний радиальный зазор посадки. В этой формуле ES — верхнее отклонение размера отверстия; es и ei — верхнее и нижнее отклонения размера вала, которые берут со своими знаками.

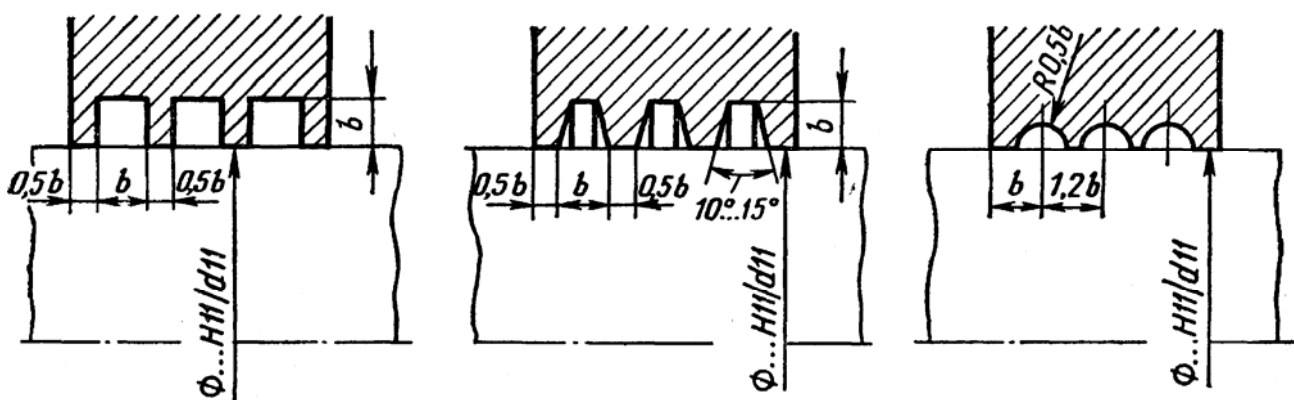


Рис. 7.12

Размеры канавок с учетом данной рекомендации приведены в табл. 7.3 (см. рис. 7.12).

Таблица 7.3

	мм		
d вала	20...50	Свыше 50 до 80	Свыше 80 до 120
b	2,0	3,0	4,0

При щелевом уплотнении подшипниковых узлов, работающих с жидкой смазкой, в крышке подшипника выполняют дополнительную канавку и дренаж-

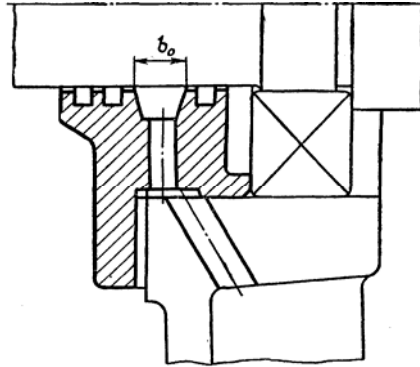
ное отверстие (рис. 7.13).

Наибольший уплотняющий эффект получают при площади сечения дополнительной канавки $F \geq \pi d S_{\max}$, где S_{\max} — максимальный возможный радиальный зазор: $S_{\max} = (ES - ei)/2$,

Размер b_0 дополнительной канавки, удовлетворяющий условию $b_0^2 = F$, можно принимать по табл. 7.4.

При постоянном направлении вращения вала весьма эффективно уплотнение винтовой канавкой, нарезанной на поверхности вала, по которой смазка гонится внутрь корпуса.

Таблица 7.4



d вала	20...50	Свыше 50 до 80	Свыше 80 до 120
b_0	4...5	6...8	10...12

9.4. Лабиринтные уплотнения

Большое распространение получили лабиринтные уплотнения, где уплотняющий эффект создается чередованием весьма малых радиальных и осевых зазоров. Эти зазоры образуют длинную узкую извилистую щель. При окружной скорости вала до 30 м/с эту щель заполняют густой смазкой. Смазка, заполненная в лабиринт, постепенно расходуется. Поэтому желательно

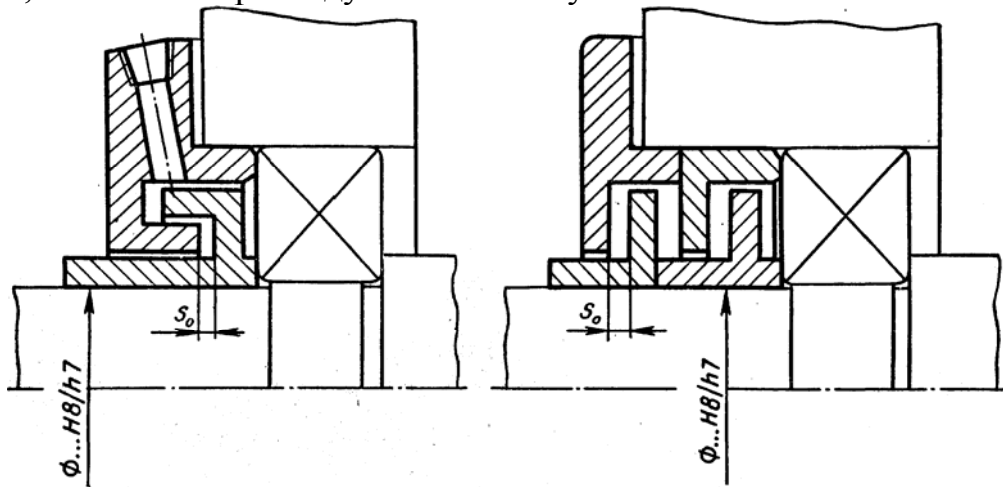


Рис. 7.14

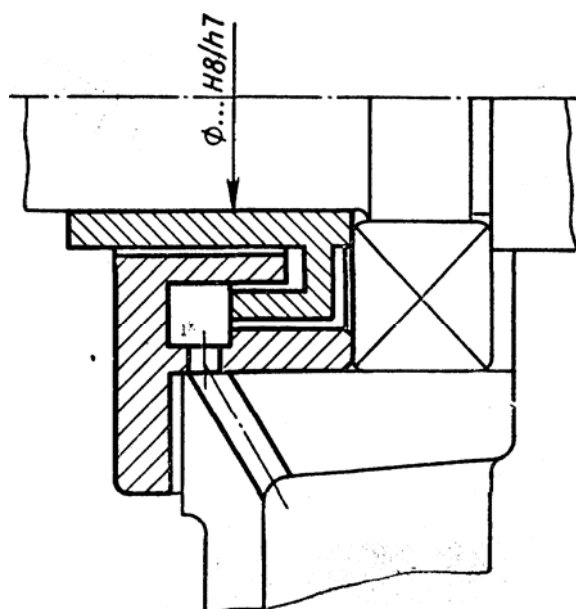


Рис. 7.15

предусматривать возможность ее периодического (один раз в 2...3 месяца) восполнения (рис. 7.14).

Радиальный зазор в лабиринте получают при изготовлении сопряженных поверхностей по допускам $H11$ и $d11$.

Точный осевой зазор получить труднее. Величина его колеблется в относительно широких пределах вследствие колебаний монтажной ширины подшипников, осевой «игры» вала, толщины регулировочных прокладок и осевых размеров деталей лабиринта. Поэтому осевой зазор принимают $S_0 \approx 5S_m$, где S_0 - номинальное значение осевого зазора; S_m — средний радиальный зазор посадки, определяемый по формуле, приведенной на с. 123.

Эффективны дренажные отверстия, через которые просочившееся масло возвращается в сборник (рис. 7.15).

Фирма «SKF» применяет лабиринтные уплотнения, выполненные в виде набора штампованных колец (рис. 7.16,а).

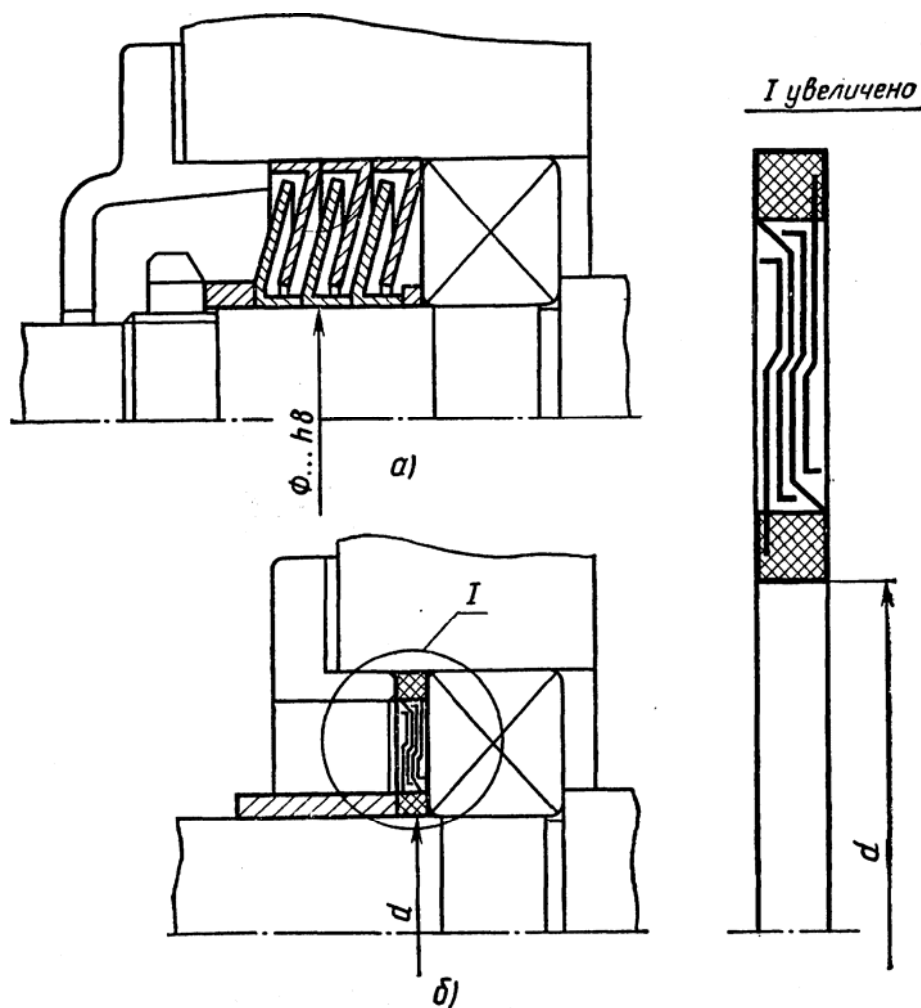


Рис. 7.16

Фирма «Циллер» выпускает лабиринтные уплотнения в виде штампованных колец, приклеенных к двум пластмассовым дискам (рис. 7.16, б). Толщина такого комплекта для валов диаметром $d = 20...80$ мм составляет 4 мм.

9.5. Центробежные и комбинированные уплотнения

Уплотнения, основанные на действии центробежной силы, конструктивно очень просты. Они весьма эффективны для валов, расположенных выше уровня масла, особенно в сочетании с дренажными отверстиями (рис. 7.17). В шпинделях металлорежущих станков как отечественного, так и зарубежного производства применены в основном центробежные уплотнения.

Для повышения уплотняющего эффекта различные виды уплотнений комбинируют. На рис. 7.18 приведены конструкции лабиринтных уплотнений в комбинации со щелевым и манжетным уплотнениями.

В узлах с густой смазкой уплотнения ставят с обеих сторон подшипникового узла. В этих случаях с внутренней стороны корпуса устанавливают маслосбрасывающие кольца (рис. 7.19, а). Такие кольца должны выступать за стенку корпуса или торец стакана, чтобы попадающее на него жидкое, горячее масло отбрасывалось центробежной силой, не попадало в полость

размещения густой смазки и не вымывало ее.

Эффективное уплотнение при постоянном направлении вращения вала создает винтовая канавка, нарезанная на внешней поверхности кольца 1 (рис. 7.19,б), по которой смазка направляется внутрь корпуса.

Весьма эффективно уплотнение упругими шайбами (рис. 7.19,в). Чтобы создать точное центрирование шайбы, между нею и буртиком вала ставят кольцо 1.

Примеры конструкций современных уплотнений валов приведены в приложении III.

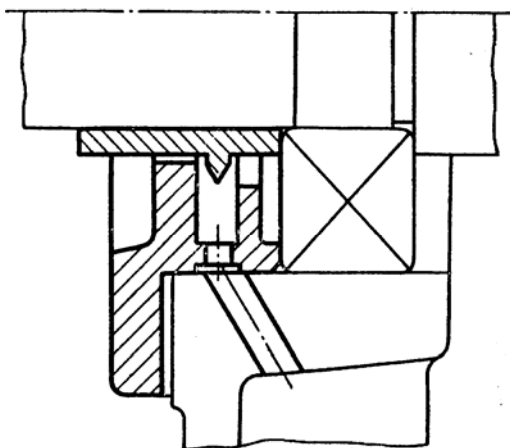


Рис. 7.17

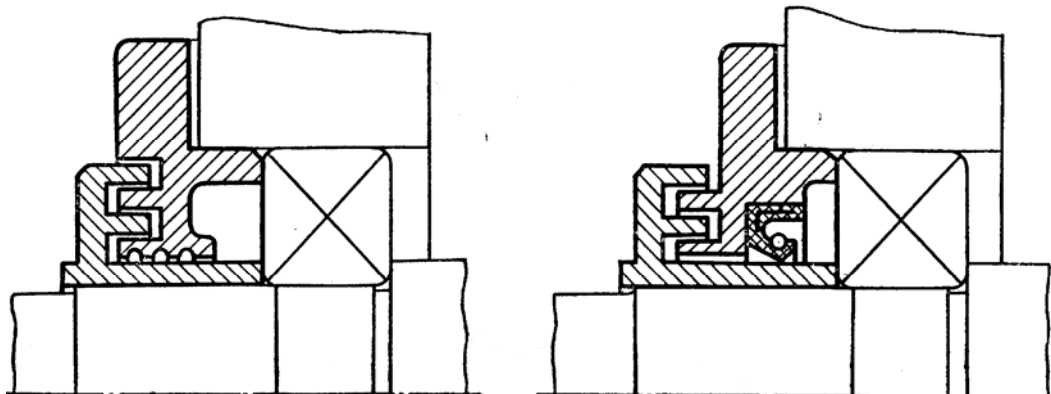


Рис. 7.18

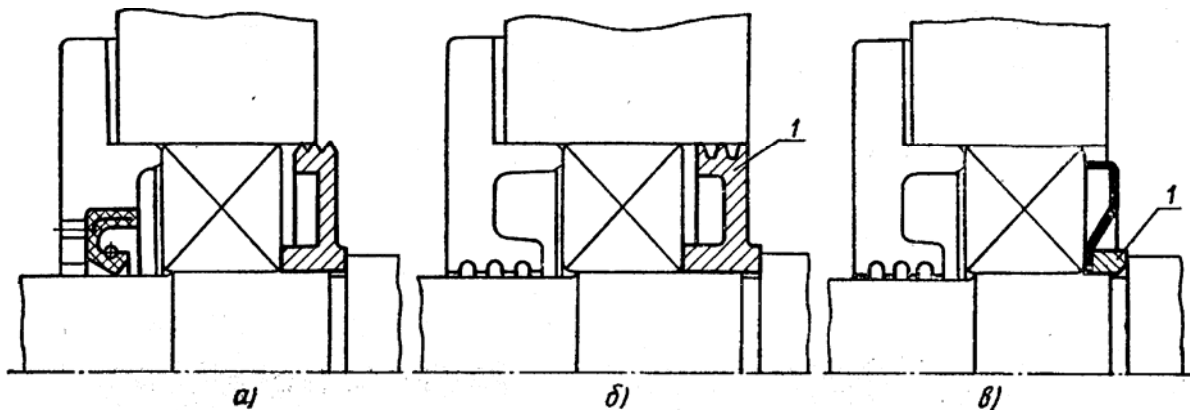


Рис. 7.19

10. Литература

1. Дунаев П.Ф. «Конструирование узлов и деталей машин».
2. Киркач Н.Ф. «Расчет и проектирование деталей машин».
3. Устиненко В.А. «Основы проектирования деталей машин».
4. Ануриев В.А. «Справочник конструктора».