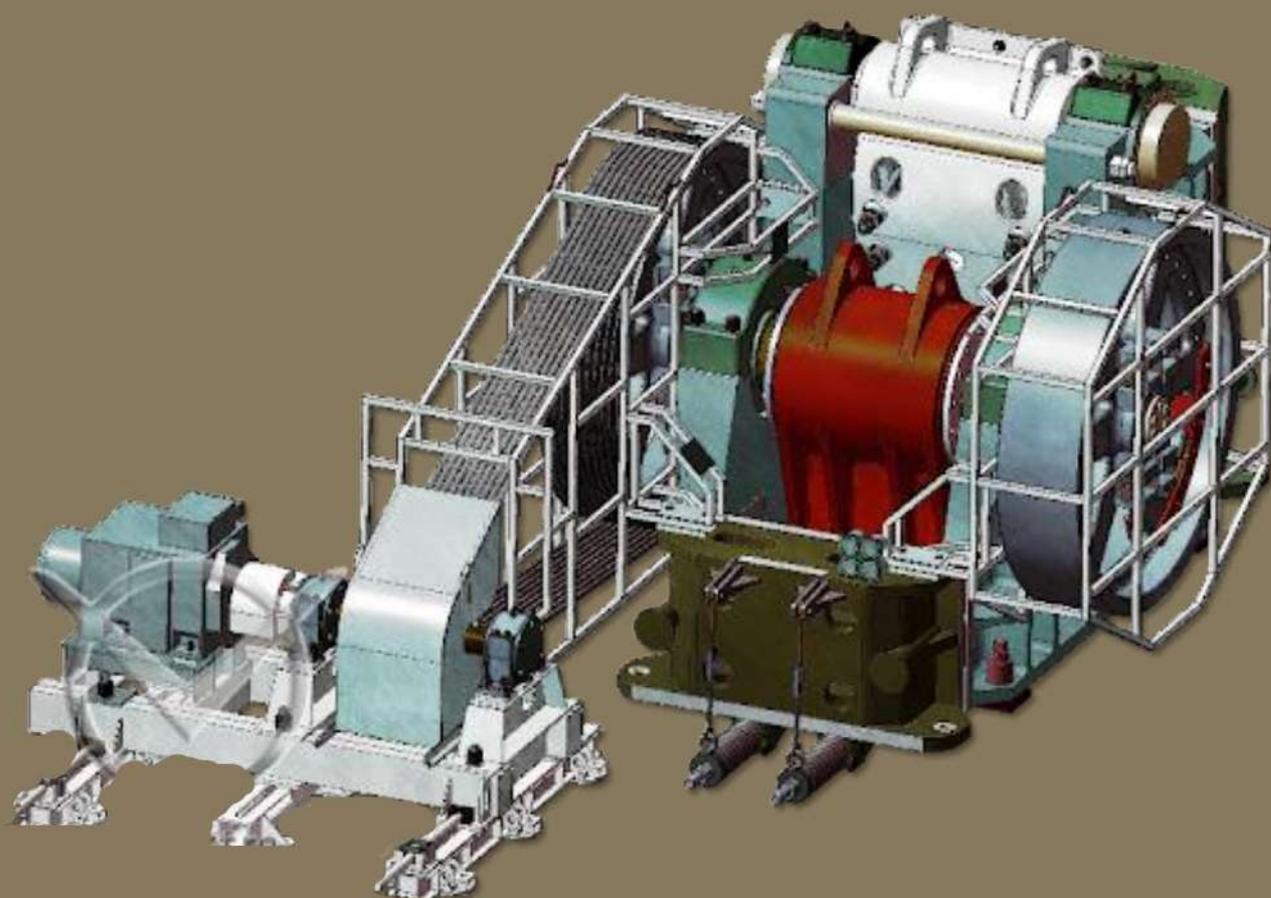


В.П.Добровольский

ПРИВОДЫ КОНВЕЙЕРОВ С ГИБКИМ ТЯГОВЫМ ЭЛЕМЕНТОМ



В.П. Добровольский

ПРИВОДЫ КОНВЕЙЕРОВ С ГИБКИМ ТЯГОВЫМ ЭЛЕМЕНТОМ



Учебное пособие

Омск
Издательство ОмГТУ
2009

УДК 62–8(075)
ББК 34.447я73
Д56

Рецензенты:

А. А. Еремеев, канд. техн. наук, доц. каф. «Детали машин» ОмГАУ

В. Н. Никитин, канд. техн. наук, доц. каф. «Прикладная механика» СибАДИ

Добровольский, В. П.

Д56 **Приводы конвейеров с гибким тяговым элементом**: учеб. пособие /
В. П. Добровольский. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2009. – 112 с.

ISBN 978-5-8149-0792-9

*Печатается по решению редакционно-издательского совета
Омского государственного технического университета*

УДК 62–8(075)
ББК 34.447я73

ISBN 978-5-8149-0792-9

© ГОУ ВПО «Омский государственный
технический университет», 2009

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА.....	6
1.1 Определение частоты вращения вала рабочего органа	7
1.2 Определение потребной мощности электродвигателя	7
1.3 Выбор электродвигателя по мощности	8
1.4 Выбор электродвигателя по частоте вращения его вала	10
1.5 Рекомендации по проектированию дополнительных передач привода.....	12
1.6 Выбор стандартного редуктора	15
2. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ УЗЛА ВАЛА РАБОЧЕГО ОРГАНА	26
Таблица параметров на валах привода.....	29
3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ НА ВАЛ РАБОЧЕГО ОРГАНА КОНВЕЙЕРА ИЗ-ЗА ВОЗМОЖНОГО СМЕЩЕНИЯ СОЕДИНЯЕМЫХ МУФТОЙ ВАЛОВ	37
4. КОНСТРУИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ОРГАНА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА.....	38
4.1 Определение силы на приводной барабан со стороны тяговой ленты	38
4.2 Выбор тяговой ленты	39
4.3 Конструирование приводных барабанов	41
4.4 Расчёт вала барабана на статическую прочность.....	43
4.5 Расчёт подшипников вала барабана по динамической грузоподъёмности	46
4.6 Конструирование отклоняющего барабана (ролика).....	47
5. КОНСТРУИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ОРГАНА ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА.....	50
5.1 Определение силы на вал тяговой звёздочки со стороны тяговой цепи ...	50
5.2 Выбор тяговой цепи.....	50
5.3 Конструирование тяговых звёздочек.....	52
5.4 Проектирование предохранительного устройства	53
5.5 Расчёт валов тяговых звёздочек на статическую прочность.....	55
5.6 Расчёт подшипников вала тяговых звёздочек по динамической грузоподъёмности	57
6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	59
7. ВЫБОР МУФТЫ ДЛЯ СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ РЕДУКТОРА И ДВИГАТЕЛЯ	62
ПРИЛОЖЕНИЕ I. Цепи приводные роликовые	63
ПРИЛОЖЕНИЕ II. Подшипники шариковые радиальные	65

ПРИЛОЖЕНИЕ III. Корпуса подшипников качения и крышки.....	68
ПРИЛОЖЕНИЕ IV. Шайбы концевые	83
ПРИЛОЖЕНИЕ V. Основные параметры и размеры тяговых 85 пластинчатых цепей	85
ПРИЛОЖЕНИЕ VI. Конструкции предохранительных устройств.....	87
ПРИЛОЖЕНИЕ VII. Муфты упругие	90
ПРИЛОЖЕНИЕ VIII. Рекомендации по оформлению документации курсового проекта.....	94
ПРИЛОЖЕНИЕ IX. Сборочный чертёж привода ленточного конвейера	102
ПРИЛОЖЕНИЕ X. Образцы заданий на курсовое проектирование.....	108
ПРИЛОЖЕНИЕ XI. Исходные данные на курсовое проектирование	110
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	111

ВВЕДЕНИЕ

Конвейеры (транспортёры) – машины непрерывного действия применяются для перемещения массовых грузов, при сборке машин и в других случаях.

По типу грузонесущего элемента конвейеры разделяются на ленточные, цепные, роликовые (рольганги), скребковые, ковшовые и винтовые (шнеки). По принципу действия конвейеры бывают гравитационные и приводные (тяговые).

Предметом проектирования при выполнении курсового проекта по дисциплинам кафедры «Детали машин» является привод ленточного или цепного конвейера, который состоит из электродвигателя, передаточного механизма и рабочего органа.

В курсовых проектах рекомендуется использовать асинхронные двигатели единой серии АИР.

Обозначения типов двигателей в большинстве случаев не определены стандартами. Различают условное, базовое, основное и полное обозначения двигателей. В курсовых проектах достаточно привести базовое обозначение двигателя, например: двигатель АИР100L 4. Здесь АИ – обозначение серии; Р – вариант привязки мощности к установочным размерам; 100 – высота оси вращения; L – установочный размер по длине станины; 4 – число полюсов обмотки статора.

Передаточный механизм привода, располагающийся между двигателем и рабочим органом конвейера, предназначен для снижения частоты вращения вала рабочего органа и повышения крутящего момента на нём. Он может включать в себя редуктор и дополнительную передачу. Тип редуктора и наличие дополнительной передачи оговаривается заданием на курсовое проектирование. В качестве дополнительной передачи может использоваться ременная, цепная или открытая зубчатая передача. При этом ременная передача располагается между двигателем и редуктором, а цепная и открытая зубчатая – между редуктором и рабочим органом конвейера. В зависимости от времени, выделяемого учебным планом на курсовой проект, редуктор передаточного механизма или выбирается стандартный, или проектируется оригинальный. Дополнительная передача всегда проектируется.

Рабочим органом ленточного конвейера является тяговый барабан. Рабочим органом цепного конвейера может быть одна или две тяговые звёздочки (в зависимости от задания на проект), закреплённые на валу. Валы рабочих органов конвейеров через сферические подшипники качения, смонтированные в стандартных корпусах, устанавливаются и закрепляются болтами на раме конвейера.

1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА

Целью предварительного расчёта привода конвейера является выбор электродвигателя и решение вопроса о структуре передаточного механизма.

Начинать расчёт следует с составления кинематической схемы привода, на которой нужно отразить все его элементы от электродвигателя до рабочего органа конвейера.

Кинематическая схема привода с передаточным механизмом, состоящим только из цилиндрического зубчатого редуктора, представлена на рисунке 1а, с передаточным механизмом, состоящим из цилиндрического зубчатого редуктора и ременной передачи – на рисунке 1б, с передаточным механизмом, состоящим из червячного редуктора и цепной передачи – на рисунке 1в. В целях экономии места на рисунках представлены схемы приводов при одинаковом передаточном механизме ленточного (I) и цепных (II, III) конвейеров с разным числом тяговых звёздочек. В дальнейших расчётах отношение формул к тому или иному типу конвейера будет отражаться указанием его номера.

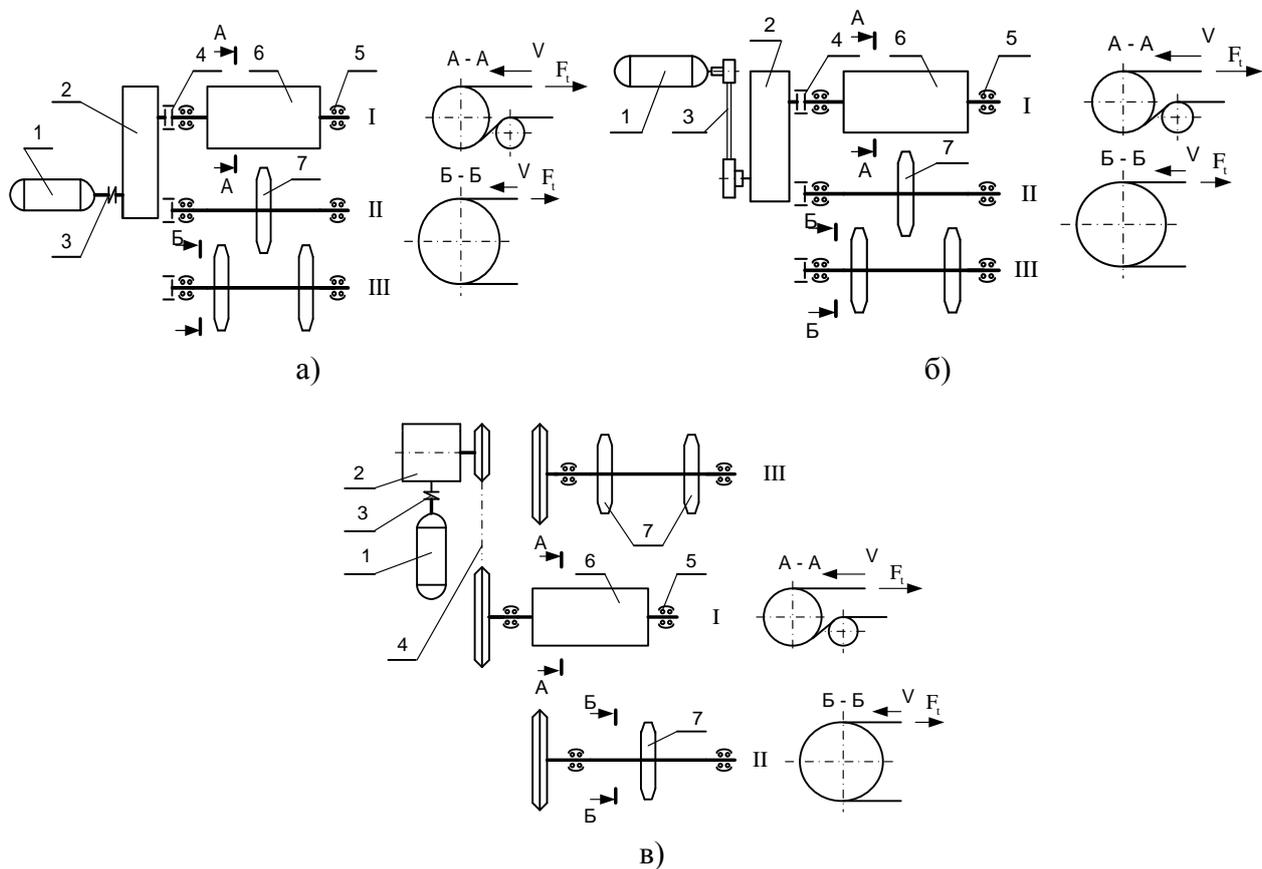


Рис. 1. Кинематические схемы приводов конвейеров с передаточным механизмом, включающим: а) редуктор цилиндрический зубчатый; б) редуктор цилиндрический зубчатый и ременную передачу; в) редуктор червячный и цепную передачу

На рисунке обозначено: 1 – электродвигатель; 2 – редуктор цилиндрический; 2' – редуктор червячный; 3 – муфта упругая компенсирующая; 3' – передача ременная; 4 – муфта жесткая компенсирующая; 4' – передача цепная; 5 – подшипник качения сферический; 6 – барабан тяговый; 7 – звёздочка тяговая.

1. 1 Определение частоты вращения n вала рабочего органа, об/мин

$$\text{барабана для схемы I: } n = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot V}{\pi \cdot D};$$

$$\text{звёздочек для схем II и III: } n = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot V}{p \cdot z},$$

где V – скорость тяговой ленты или тяговой цепи, м/с;

D – диаметр тягового барабана, мм;

p – шаг тяговой цепи, мм;

z – число зубьев тяговой звёздочки.

1.2 Определение потребной (расчётной) мощности P_p электродвигателя, кВт

$$\text{для схемы I} \quad P_p = \frac{F_t \cdot K_6 \cdot V}{\eta_{\text{ПР}}};$$

$$\text{для схемы II} \quad P_p = \frac{F_t \cdot V}{\eta_{\text{ПР}}};$$

$$\text{для схемы III} \quad P_p = \frac{2 \cdot F_t \cdot V}{\eta_{\text{ПР}}},$$

где F_t – окружное усилие на тяговом барабане или тяговой звёздочке, кН;

$\eta_{\text{ПР}}$ – коэффициент полезного действия (кпд) привода;

K_6 – коэффициент безопасности, значение которого принимается в пределах 1,1 – 1,2 для учёта возможного изменения коэффициента трения между лентой и барабаном.

Для схемы привода (рис. 1а)

$$\eta_{\text{ПР}} = \eta_p \cdot \eta_M^2 \cdot \eta_{\text{П}}. \quad (1)$$

Здесь η_p – КПД редуктора;

η_M – КПД муфты;

$\eta_{\text{П}}$ – КПД подшипников вала рабочего органа конвейера.

Коэффициент полезного действия редуктора определяется типом редуктора. Стандартный цилиндрический зубчатый редуктор одноступенчатый ЦУ и двухступенчатый соосный Ц2С имеют $\eta_p = 0,98$, двухступенчатый Ц2У – $\eta_p = 0,97$. Значение КПД стандартного червячного редуктора зависит от его передаточного числа и частоты вращения вала червяка и изменяется в пределах от 0,54 до 0,94. На предварительной стадии расчётов рекомендуется принимать КПД червячного редуктора равным 0,80 с уточнением расчётов после выбора редуктора и определения точного значения его КПД.

КПД компенсирующих муфт колеблется в пределах 0,985–0,995 [1]. В формуле (1) предполагаются значения обеих муфт привода одинаковыми.

Кпд подшипников качения вала рабочего органа привода рекомендуется принимать 0,99.

$$\text{Для схемы привода (рис. 1б)} \quad \eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{п}},$$

где $\eta_{\text{рп}}$ – кпд ременной передачи.

Для повышения компактности привода из ременных передач в передаточном механизме следует отдавать предпочтение передачам клиновыми ремнями. Для этих передач кпд изменяется в пределах $\eta_{\text{рп}} = 0,96 - 0,97$.

$$\text{Для схемы привода (рис. 1в)} \quad \eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{п}},$$

где $\eta_{\text{цп}}$ – кпд цепной передачи.

Для открытой цепной передачи роликовой или втулочной цепью рекомендуется принимать кпд $\eta_{\text{цп}} = 0,92 - 0,94$.

1.3 Выбор электродвигателя по мощности

При выборе электродвигателя должно быть выполнено условие

$$P_{\text{н}} \geq P_{\text{р}},$$

где $P_{\text{н}}$ – номинальная (табличная) мощность двигателя.

По данным таблицы 1 можно выбрать четыре электродвигателя одинаковой мощности, которые будут отличаться частотой вращения вала. К исполнению принимается двигатель, частота вращения вала которого будет обусловлена возможностями передаточного механизма привода. В таблице 1 приведены параметры наиболее часто используемых в проектах двигателей серии АИР.

Таблица 1

Технические данные электродвигателей серии АИР

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Номинальная частота вращения вала, об/мин	$\frac{T_{\text{н}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{I_{\text{н}}}{I_{\text{ном}}}$
Синхронная частота вращения 3000 об/мин						
АИР71А2	0,75	2820	2,1	2,2	1,6	6,0
АИР71В2	1,1	2805	2,1	2,2	1,6	6,0
АИР80А2	1,5	2850	2,1	2,2	1,6	7,0
АИР80В2	2,2	2850	2,0	2,2	1,6	7,0
АИР90L2	3,0	2850	2,0	2,2	1,6	7,0
АИР100S2	4,0	2850	2,0	2,2	1,6	7,5
АИР100L2	5,5	2850	2,0	2,2	1,6	7,5
АИР112M2	7,5	2895	2,0	2,2	1,6	7,5
АИР132M2	11	2910	1,6	2,2	1,2	7,5
АИР160 S2	15	2910	1,8	2,7	1,7	7,0

Синхронная частота вращения 1500 об/мин						
АИР71В4	0,75	1350	2,2	2,2	1,6	5,0
АИР80А4	1,1	1395	2,2	2,2	1,6	5,5
АИР80В4	1,5	1395	2,2	2,2	1,6	5,5
АИР90L4	2,2	1395	2,1	2,2	1,6	6,5
АИР100S4	3,0	1410	2,0	2,2	1,6	7,0
АИР100L4	4,0	1410	2,0	2,2	1,6	7,0
АИР112М4	5,5	1432	2,0	2,5	1,6	7,0
АИР132S4	7,5	1440	2,0	2,5	1,6	7,5
АИР132М4	11	1447	2,0	2,7	1,6	7,5
АИР160S4	15	1455	1,9	2,9	1,8	7,0
Синхронная частота вращения 1000 об/мин						
АИР80А6	0,75	920	2,0	2,2	1,6	4,5
АИР80В6	1,1	920	2,0	2,2	1,6	4,5
АИР90L6	1,5	925	2,0	2,2	1,6	6,0
АИР100L6	2,2	945	2,0	2,2	1,6	6,0
АИР112МА6	3	950	2,0	2,2	1,6	6,0
АИР112МВ6	4	950	2,0	2,2	1,6	6,0
АИР132S6	5,5	960	2,0	2,2	1,6	7,0
АИР132М6	7,5	960	2,0	2,2	1,6	7,0
АИР160S6	11	970	2,0	2,7	1,6	6,5
АИР160М6	15	970	2,0	2,7	1,6	6,5
Синхронная частота вращения 750 об/мин						
АИР90LА8	0,75	697	1,6	1,7	1,2	3,5
АИР90LВ8	1,1	697	1,6	1,7	1,2	3,5
АИР100L8	1,5	705	1,6	1,7	1,2	5,5
АИР112МА8	2,2	709	1,8	2,2	1,4	6,0
АИР112МВ8	3	709	1,8	2,2	1,4	6,0
АИР132S8	4	716	1,8	2,2	1,4	6,0
АИР132М8	5,5	712	1,8	2,2	1,4	6,0
АИР160S8	7,5	727	1,6	2,4	1,4	5,5
АИР160М8	11	727	1,6	2,4	1,4	6,0
АИР180М8	15	731	1,6	2,2	1,5	5,5

Примечание. T_n – пусковой крутящий момент, $T_{ном}$ – номинальный крутящий момент, T_{max} – наибольший крутящий момент, T_{min} – наименьший крутящий момент, I_n – пусковой ток, $I_{ном}$ – номинальный ток.

1. 4 Выбор электродвигателя по частоте вращения его вала

1.4.1 Выбор двигателя для привода с кинематической схемой по рисунку 1а

а) Выписать из таблицы параметров электродвигателей асинхронную (номинальную) частоту вращения n_1, n_2, n_3, n_4 вала всех двигателей выбранной мощности (табл.1).

Если в приводе используется стандартный червячный редуктор, то выписывать нужно частоту вращения вала только трёх двигателей, т.к. такие редукторы при частоте вращения червяка выше 1500 об/мин не рекомендуется использовать.

б) Определить требуемое передаточное число передаточного механизма для каждого из выбранных двигателей: $u_1 = \frac{n_1}{n}$; $u_2 = \frac{n_2}{n}$; $u_3 = \frac{n_3}{n}$; $u_4 = \frac{n_4}{n}$.

в) Для каждого из полученных расчётом передаточных чисел выбрать ближайшее по значению номинальное передаточное число применяемого в приводе типа редуктора $u_{p1}, u_{p2}, u_{p3}, u_{p4}$.

г) Определить ошибку для каждого выбранного передаточного числа редуктора по формуле

$$\Delta u_i = \frac{u_{pi} - u_i}{u_i} \leq 0,04. \quad (2)$$

Номинальные передаточные числа

Одноступенчатых цилиндрических редукторов типа ЦУ: 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3;

двухступенчатых цилиндрических редукторов типа Ц2У: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40;

двухступенчатых цилиндрических соосных редукторов типа Ц2С: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50;

одноступенчатых червячных редукторов типа Ч: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80.

Двигатели, для которых не выполняется условие (2), не подходят для использования в приводе. Из двигателей, для которых выполняется это условие, следует выбирать тот, частота вращения которого обеспечивает наименьшую ошибку передаточного числа.

Если по заданию на проектирование передаточный механизм включает в себя червячный редуктор, выбрать окончательно двигатель на этой стадии проектирования невозможно. Поэтому следует зафиксировать частоты вращения вала двигателя и передаточные числа редуктора, для которых выполняется условие (2). Это потребуется при выборе редуктора.

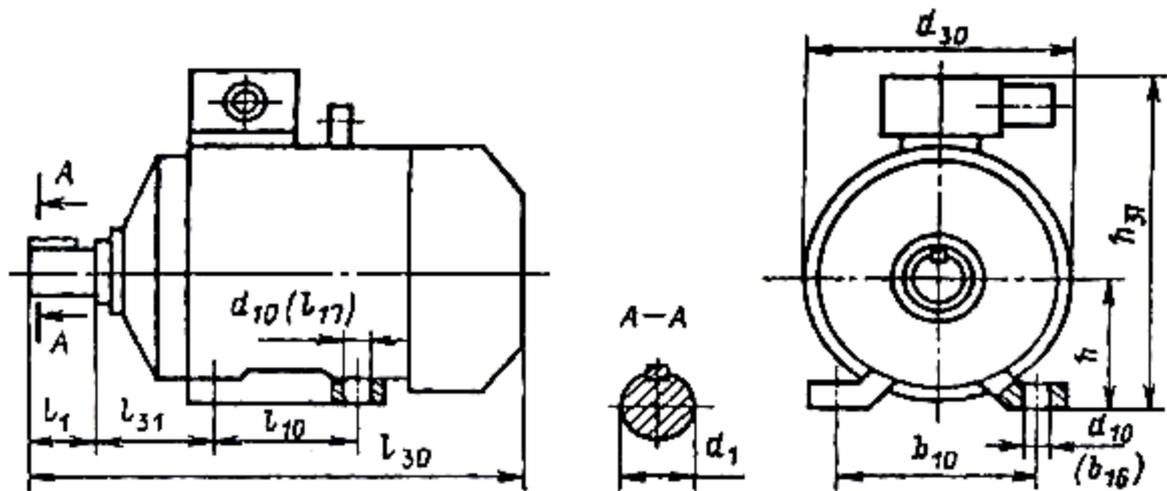
Если не удаётся подобрать двигатель, при котором выполнялось бы условие (2), следует по согласованию с руководителем проектирования изменить выходные параметры привода, тип редуктора или ввести в кинематическую схему дополнительную передачу.

В пояснительной записке нужно привести эскиз выбранного двигателя, его обозначение, размеры и техническую характеристику.

По условиям монтажа двигателя в разрабатываемых приводах подходит двигатель конструктивного исполнения и способа монтажа IM1081 – машина на лапах с двумя подшипниковыми щитами с одним цилиндрическим концом вала, который может работать при любом направлении конца вала (горизонтальном или вертикальном) (табл. 2).

Таблица 2

Габаритные, установочные и присоединительные размеры электродвигателей серии АИР исполнения IM1081



Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, мм			Установочные и присоединительные размеры, мм							
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10} (l_{17}/b_{16})	b_{10}	h	
АИР71А, В	2, 4, 6	272,5	188	170	40	90	46	19	(7/10)	112	71	
АИР80А		296,5	204,5	190	50	100	50	22	(10/12)	125	80	
АИР80В		320,5										
АИР90L		337	224,5	210		125	56	24		140	90	
АИР100S		360	246,5	240	60	112	63	28	(12/16)	160	100	
АИР100L		391				140						
АИР112M	2,4	435	285	246	80	140	70	32	12	190	112	
АИР112МА	6,8											
АИР112МВ	6,8											
АИР132S	4,6,8	460	325	288	80	140	89	38	12	216	132	
АИР132M	2	498										
АИР160S	2	630	385	334	110	178	108	42	15	254	160	
АИР160S	4,6,8											
АИР160M	6,8					660						210
АИР180M	8	680		375		241	121	55		279	180	

* Размеры указаны в миллиметрах.

1.4.2 Выбор двигателя для приводов с кинематической схемой по рисунку 1б или 1в

а) Определить максимальное и минимальное значения передаточного числа, возможные для заданной схемы привода: $u_{\max} = u_{p \max} \cdot u_{п \max}$; $u_{\min} = u_{p \min} \cdot u_{п \min}$. Здесь $u_{p \max}$; $u_{p \min}$ – наибольшее и наименьшее значение передаточного числа редуктора заданной конструкции; $u_{п \max}$; $u_{п \min}$ – наибольшее и наименьшее значение передаточного числа дополнительной передачи (ременной или цепной) соответственно. Целесообразно принимать $u_{п \max} = 3$; $u_{п \min} = 1$.

б) Определить максимальную и минимальную потребную частоту вращения вала двигателя $n_{\max} = n \cdot u_{\max}$; $n_{\min} = n \cdot u_{\min}$.

в) Выбрать электродвигатель потребной мощности (см. пп. 1.3) с асинхронной частотой вращения вала $n_{\text{дв}}$, удовлетворяющей условию

$$n_{\min} \leq n_{\text{дв}} \leq n_{\max}. \quad (3)$$

Если условию (3) удовлетворяют несколько двигателей, следует принять для использования в приводе двигатель с большей частотой вращения с целью получения меньших габаритов и массы привода.

г) Определить потребное передаточное число привода применительно к выбранному двигателю $u = \frac{n_{\text{дв}}}{n} = u_p \cdot u_{п}$.

д) Выбрать передаточное число стандартного редуктора заданного типа u_p и определить передаточное число дополнительной передачи привода

$$u_{п} = \frac{u}{u_p}.$$

Значение передаточного числа редуктора следует принимать максимально близкое к значению потребного передаточного числа привода с целью получения наименьшего значения передаточного числа дополнительной передачи.

1.5 Рекомендации по проектированию дополнительных передач привода

Проектирование цепных передач для приводов цепных конвейеров с кинематической схемой (рис. 1в).

Для таких приводов целесообразно выполнять ведомые звёздочки передачи примерно одного диаметра с тяговыми звёздочками и барабаном. По этим соображениям получаем

$$\frac{p}{\sin 180^\circ / z} = \frac{p_1}{\sin 180^\circ / z_2}; \quad D = \frac{p_1}{\sin 180^\circ / z_2},$$

где z – число зубьев тяговой звёздочки конвейера;

z_2 – число зубьев ведомой звёздочки цепной передачи;

p – шаг тяговой цепи; p_1 – шаг цепи цепной передачи.

Число зубьев ведомой звёздочки передачи $z_2 = z_1 \cdot u_n$. Здесь z_1 – число зубьев ведущей (малой) звёздочки передачи, которое рекомендуется принимать равным 15 или 17; u_n – передаточное число передачи (см. пп. 1.4): $u_n = \frac{u}{u_p}$.

$$\text{Тогда шаг цепи цепной передачи } p_1 = p \frac{\sin 180^\circ / z_2}{\sin 180^\circ / z} \text{ или } p_1 = D \cdot \sin 180^\circ / z_2.$$

Полученное расчётом значение шага цепи округляется до ближайшего меньшего стандартного значения p_1^1 .

Значение подводимого к валу рабочего органа крутящего момента (см. пп.1.6) связано с параметрами цепной передачи зависимостью

$$T = \frac{F_{т1} \cdot p_1^1 \cdot z_2}{2\pi}.$$

Отсюда окружное усилие на ведомой звёздочке цепной передачи, кН

$$F_{т1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot T}{p_1^1 \cdot z_2}.$$

Определяется разрывное усилие цепи и по нему выбирается рядность цепи при известном её шаге $F_{раз} = 1,2 \cdot K_d \cdot F_{т1} \cdot S$. Здесь K_d – коэффициент динамичности: $K_d = 1,5$ для ленточных конвейеров, $K_d = 2,5$ – для цепных конвейеров; S – коэффициент запаса прочности (выбирается из приведенной таблицы).

p_1^1 , мм	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
n_1 , об/мин	Коэффициент запаса прочности цепей S					
50	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,6
100	7,6	7,8	7,8	8,0	8,1	8,3
200	8,0	8,3	8,6	8,9	9,2	9,5

* $n_1 = n \cdot u_n$ – частота вращения ведущей звёздочки передачи.

Параметры приводных роликовых цепей даны в прил. I.

Проектирование клиноременных передач изложено в работе [5].

Если в приводе используется двухступенчатый редуктор оригинальной конструкции, передаточное число редуктора $u_p = u_6 \cdot u_t$ распределяется между быстроходной u_6 и тихоходной u_t ступенями по графикам, показанным на рисунке 2.

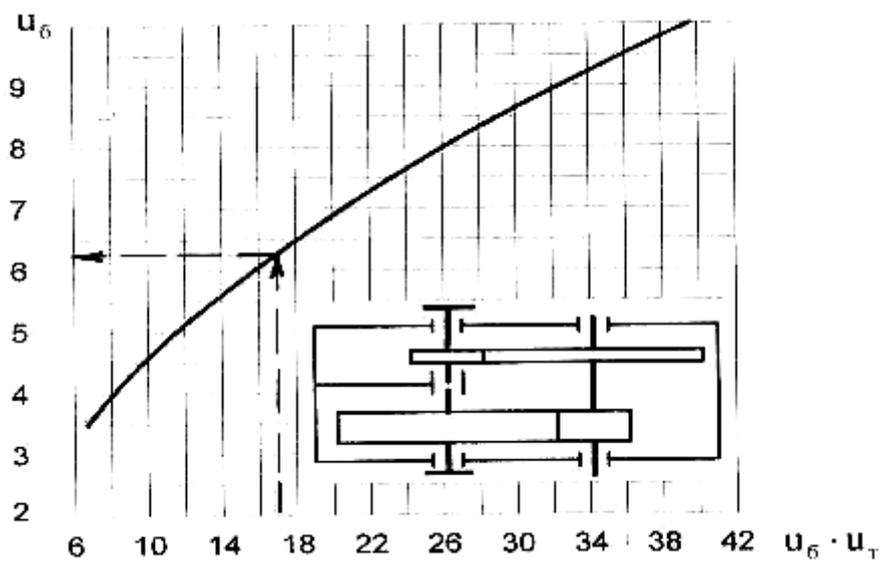
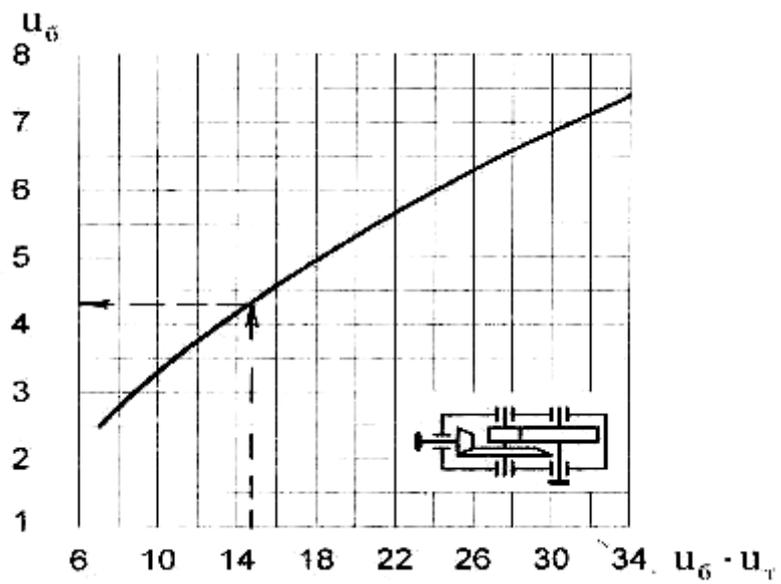
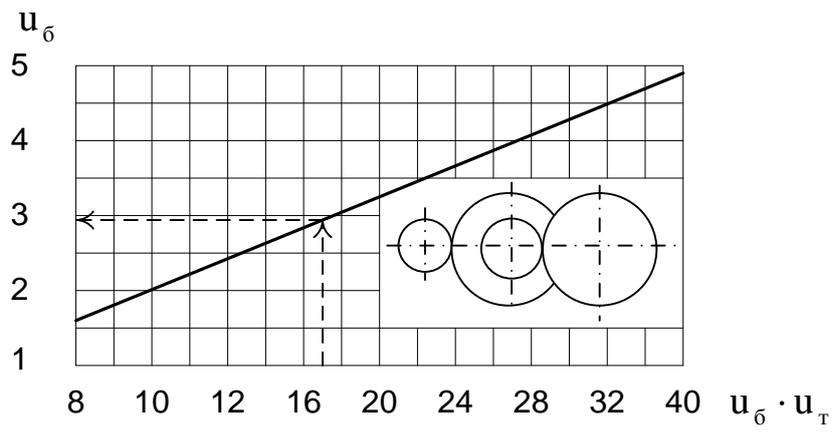


Рис. 2. Графики распределения передаточного числа редуктора по ступеням

1. 6 Выбор стандартного редуктора

Тип редуктора определяется заданием на проектирование. Редуктор заданного типа выбирается по передаточному числу и крутящему моменту на его выходном валу. Передаточное число редуктора было уже определено при выборе электродвигателя. Выбранный редуктор должен удовлетворять соотношению моментов $T_{\text{ВЫХ}} \geq T_p$, где $T_{\text{ВЫХ}}$ – номинальный вращающий момент на выходном валу редуктора; T_p – потребный (расчётный) крутящий момент на тихоходном валу редуктора, который определяется расчётом в зависимости от схемы привода по формулам, Н·м:

	для схем (рис. 1а и 1б)	для схемы (рис. 1в)
для схемы I	$T_p = \frac{F_t \cdot K_6 \cdot D}{2 \cdot \eta_{II} \cdot \eta_M};$	$T_p = \frac{F_t \cdot K_6 \cdot D}{2 \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{ЦП}};$
для схемы II	$T_p = \frac{F_t \cdot p \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{II} \cdot \eta_M};$	$T_p = \frac{F_t \cdot p \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{ЦП}};$
для схемы III	$T_p = \frac{F_t \cdot p \cdot z}{\pi \cdot \eta_{II} \cdot \eta_M};$	$T_p = \frac{F_t \cdot p \cdot z}{\pi \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{ЦП}}.$

Числовое значение номинального вращающего момента на выходном валу зубчатых редукторов $T_{\text{ВЫХ}}$ выбирается в зависимости от типа редуктора из таблиц 3–5. Вращающий момент на выходном валу этих редукторов не зависит от его передаточного числа и частоты вращения входного вала.

Таблица 3

Допускаемые нагрузки на редукторы типа ЦУ

Типоразмер редуктора	Номинальный вращающий момент на выходном валу $T_{\text{ВЫХ}}, \text{Н} \cdot \text{м}$	Номинальная радиальная сила, Н	
		на входном валу $F_{\text{ВХ}}$	на выходном валу $F_{\text{ВЫХ}}$
ЦУ – 100	250	500	2000
ЦУ – 160	1000	1000	4000
ЦУ – 200	2000	2000	5600
ЦУ – 250	4000	3000	8000

Таблица 4

Допускаемые нагрузки на двухступенчатые редукторы типа Ц2У

Допускаемые нагрузки	Типоразмер редуктора				
	Ц2У-100	Ц2У-125	Ц2У-160	Ц2У-200	Ц2У-250
Номинальный момент на выходном валу $T_{\text{ВЫХ}}, \text{Н} \cdot \text{м}$	250	500	1000	2000	4000
Номинальная радиальная сила на выходном валу $F_{\text{ВЫХ}}, \text{Н}$	4000	5600	8000	11200	16000
Номинальная радиальная сила на входном валу $F_{\text{ВХ}}, \text{Н}$	500	750	1000	2000	3000

**Техническая характеристика
цилиндрических двухступенчатых соосных редукторов типа Ц2С**

Типоразмер редуктора	Номинальное передаточное число	Вращающий момент на выходном валу, Н·м	Радиальная сила на валу, Н		КПД
			ВХОДНОМ	ВЫХОДНОМ	
Ц2С-63	8; 10; 12,5;	125	500	2800	0,98
Ц2С-80	16; 20; 25;	250	800	4000	
Ц2С-100	31,5; 40;	500	1000	5600	
Ц2С-125	50	1000	1000	8000	

Вращающий момент на выходном валу червячного редуктора зависит от его передаточного числа и частоты вращения входного вала и выбирается по таблице 6 с учётом значений этих параметров, зафиксированных при выполнении расчётов по пп. 1.4. Если коэффициент полезного действия выбранного редуктора меньше принятого значения при выполнении расчётов по пп. 1.2, следует повторить все действия этого пункта. После выбора типоразмера червячного редуктора устанавливается окончательно типоразмер двигателя по мощности и частоте вращения его вала, в пояснительной записке приводится эскиз двигателя с размерами и технической характеристикой, а также обозначение двигателя.

В технической характеристике редуктора нужно указать номинальный вращающий момент на его выходном валу и номинальные значения радиальных сил на входном и выходном валах.

Таблица 6

**Вращающие моменты на выходном валу ($T_{\text{ВЫХ}}$, Н·м) и КПД (η)
(червячных одноступенчатых редукторов типа Ч
при частоте вращения входного вала 750 об/мин)**

$u_{\text{НОМ}}$	Типоразмер редуктора											
	Ч-50		Ч-63		Ч-80		Ч-100		Ч-125		Ч-160	
	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η
8,0	71	0,86	128	0,87	280	0,89	515	0,90	850	0,91	1600	0,91
10,0	65	0,85	128	0,86	250	0,88	500	0,89	825	0,90	1500	0,91
12,5	66	0,83	118	0,85	270	0,86	515	0,88	825	0,89	1500	0,90
16,0	71	0,80	125	0,81	280	0,83	500	0,85	850	0,86	1800	0,87
20,0	65	0,77	125	0,89	243	0,79	487	0,81	825	0,84	1500	0,83
25,0	64	0,72	109	0,77	243	0,78	475	0,80	775	0,82	1400	0,81
31,5	71	0,68	122	0,69	300	0,72	515	0,74	1000	0,75	2000	0,79
40,0	68	0,65	118	0,68	230	0,67	475	0,70	850	0,72	1600	0,73
50,0	65	0,61	112	0,64	243	0,65	475	0,69	800	0,70	1450	0,71
63,0	61	0,55	95	0,60	224	0,60	375	0,60	750	0,66	1320	0,69
80,0	—	—	95	0,54	200	0,55	355	0,58	650	0,60	1320	0,64

при частоте вращения входного вала 1000 об/мин

$u_{\text{НОМ}}$	Типоразмер редуктора											
	Ч-50		Ч-63		Ч-80		Ч-100		Ч-125		Ч-160	
	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η
8,0	66	0,87	118	0,88	250	0,90	462	0,91	750	0,92	1450	0,93
10,0	60	0,85	118	0,87	224	0,89	450	0,90	725	0,91	1320	0,92
12,5	61	0,84	103	0,86	230	0,87	462	0,90	725	0,90	1320	0,91
16,0	65	0,81	115	0,82	250	0,85	450	0,86	750	0,86	1600	0,88
20,0	60	0,78	115	0,81	224	0,81	437	0,84	750	0,85	1320	0,85
25,0	59	0,73	100	0,78	224	0,79	437	0,83	700	0,83	1320	0,84
31,5	67	0,69	112	0,70	280	0,75	475	0,75	900	0,77	1800	0,80
40,0	65	0,66	112	0,69	218	0,71	437	0,72	775	0,74	1450	0,76
50,0	60	0,61	106	0,64	230	0,66	437	0,71	725	0,72	1320	0,73
63,0	56	0,57	90	0,61	212	0,62	345	0,63	700	0,69	1250	0,71
80,0	–	–	90	0,57	190	0,58	335	0,60	600	0,63	1250	0,68

при частоте вращения входного вала 1500 об/мин

$u_{\text{НОМ}}$	Типоразмер редуктора											
	Ч-50		Ч-63		Ч-80		Ч-100		Ч-125		Ч-160	
	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η	$T_{\text{НОМ}}$	η
8,0	56	0,88	100	0,89	212	0,91	387	0,92	650	0,93	1250	0,94
10,0	51	0,87	100	0,88	190	0,90	375	0,91	630	0,92	1150	0,93
12,5	52	0,86	90	0,87	195	0,89	387	0,90	630	0,91	1150	0,92
16,0	56	0,83	100	0,84	218	0,86	387	0,88	670	0,88	1400	0,92
20,0	52	0,81	100	0,83	195	0,84	375	0,86	650	0,87	1150	0,87
25,0	51	0,76	90	0,81	195	0,83	375	0,85	615	0,85	1120	0,86
31,5	58	0,73	100	0,74	250	0,78	412	0,79	800	0,80	1600	0,83
40,0	56	0,69	100	0,73	195	0,73	387	0,75	690	0,78	1250	0,79
50,0	54	0,62	95	0,68	206	0,71	387	0,74	650	0,75	1180	0,75
63,0	50	0,60	80	0,62	190	0,64	315	0,66	615	0,72	1090	0,74
80,0	–	–	80	0,60	175	0,61	300	0,63	530	0,66	1090	0,71

Значения момента $T_{\text{ВЫХ}}$ в таблице указаны для непрерывной работы при постоянной нагрузке в течение 24 ч, нижнем расположении червяка и при температуре окружающей среды 20°. При верхнем расположении червяка значения нагрузок следует снизить на 20 %.

Таблица 7

Габаритные и присоединительные размеры редукторов типа ЦУ, мм (рис. 3)

Типоразмер редуктора	a_w	A	A_1	B	B_1	H	H_1	H_2	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5
ЦУ – 100	100	224	95	132	140	112	224	22	136	155	315	132	85
ЦУ – 160	160	355	125	175	185	170	335	28	218	218	475	195	136
ЦУ – 200	200	437	136	200	212	212	425	36	230	265	580	236	165
ЦУ – 250	250	545	185	250	265	265	530	40	280	315	710	290	212

Продолжение табл. 7

Типоразмер редуктора	L_6	L_7	$b_1 \times h_1$	$b_2 \times h_2$	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5
ЦУ – 100	90	265	8×7	10×8	25	35	M16×1,5	M20×1,5	15
ЦУ – 160	125	412	14×9	16×10	45	55	M30×2,0	M36×3,0	24
ЦУ – 200	160	500	16×10	20×12	55	70	M36×3,0	M48×3,0	24
ЦУ – 250	190	615	20×12	25×14	70	90	M48×3,0	M64×4,0	28

Окончание табл. 7

Типоразмер редуктора	l_1	l_2	l_3	l_4
ЦУ – 100	42	58	60	80
ЦУ – 160	82	82	110	110
ЦУ – 200	82	105	110	140
ЦУ – 250	105	130	140	170

Таблица 8

Габаритные и присоединительные размеры редукторов типа Ц2У, мм (рис. 4)

Типоразмер редуктора	a_{wB}	a_{wT}	A	A_1	B	B_1	H	H_1	H_2	L_1	L_2	L_3	L_4
Ц2У-100	80	100	290	109	145	155	112	224	18	136	165	380	130
Ц2У-125	80	125	335	125	165	175	132	265	29	145	206	437	155
Ц2У-160	100	160	425	140	195	206	170	335	24	170	224	545	195
Ц2У-200	125	200	515	165	230	243	212	412	30	212	280	670	236
Ц2У-250	160	250	670	218	280	290	265	515	32	265	335	800	280

Продолжение табл. 8

Типоразмер редуктора	L_5	L_6	L_7	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_7	d_8
Ц2У-100	85	90	325	20	35	M12×1,25	M20×1,5	15	32	45
Ц2У-125	106	100	375	20	45	M12×1,25	M30×2,0	19	32	63
Ц2У-160	136	125	475	25	55	M16×1,5	M36×3,0	24	40	75
Ц2У-200	165	160	580	30	70	M20×1,5	M48×3,0	24	45	100
Ц2У-250	212	190	730	40	90	M24×2,0	M64×4,0	28	50	130

Окончание табл. 8

Типоразмер редуктора	b_1	h_1	b_2	h_2	l_1	l_2	l_3	l_4	t_1	t_2	Масса, кг
Ц2У-100	6	6	10	8	36	58	50	80	3,5	5,0	35
Ц2У-125	6	6	14	9	36	82	50	110	3,5	5,5	53
Ц2У-160	8	7	16	10	42	82	60	110	4,0	6,0	95
Ц2У-200	8	7	20	12	58	105	80	140	4,0	7,5	170
Ц2У-250	12	8	25	14	82	130	110	170	5,0	9,0	320

Таблица 9

Габаритные и присоединительные размеры цилиндрических двухступенчатых соосных редукторов типа Ц2С, мм (рис. 5)

Параметры	Типоразмер редуктора			
	Ц2С-63	Ц2С-80	Ц2С-100	Ц2С-125
a_w	63	80	100	125
A_1	110	115	130	160
A_2	150	180	210	280
B	110	130	150	230
B_1	185	225	255	335
H	140	170	212	265
H_1	270	315	370	465
H_2	16	18	22	28
L_1	360	405	485	530
L_2	160	175	195	235
L_3	48	75	102	105
L_4	15	22	20	25
b_1	4	4	5	5
b_2	5	6	12	14
d_1	22	22	25	28
d_2	28	35	45	55
d_3	20,20	20,20	22,90	25,90
d_4	25,90	32,10	40,90	50,90
d_5	M12×1,5		M16×1,5	
d_6	M16×1,5	M20×1,5	M30×2	M36×3
d_7	12	15	15	19
h_1	4	4	5	5
h_2	5	6	8	9
l_1	50	50	60	60
l_2	60	80	110	110
l_3	36	36	42	42
l_4	45	58	82	82
t_1	2,5	2,5	3,0	3,0
t_2	3	3,5	5,0	5,5
Масса, кг	17,5	28	45	78

Таблица 10

Габаритные и присоединительные размеры* червячных одноступенчатых редукторов типа Ч (рис. 6,7)

Редуктор	П а р а м е т р ы														
	a_w	b_1	b_2	b_3	b_4	A_1	A_2	A_3	B	D_1	D_3	H	H_1	H_2	H_3
Ч-50	50	3	6	—	—	160	155	125	180	155	—	75	205	10	25
Ч-63	63	4	8	—	—	180	200	150	230	135	—	112	270	12,5	30
Ч-80	80	5	10	—	—	225	220	180	250	155	—	112	295	15	40
Ч-100	100	—	—	6	12	200	140	—	175	179	69	100	312	20	50
Ч-125	125	—	—	6	14	230	190	—	230	217	71	111	396	23	50
Ч-160	160	—	—	10	18	300	230	—	280	270	80	140	500	31,5	60

Продолжение табл.10

Редуктор	П а р а м е т р ы													
	H_4	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7
Ч-50	40	115	100	190	33,5	125	65	16	15,2	22	—	—	—	—
Ч-63	65	145	118	218	48,5	155	80	22	20,9	25	—	—	—	—
Ч-80	62	167	147	265	48,0	173	92,5	25	23,8	35	—	—	—	—
Ч-100	—	225	225	243	45,0	150	120	—	—	—	32	29,1	45	40,9
Ч-125	—	261	230	280	60,0	176	135	—	—	—	32	29,1	50	50,9
Ч-160	—	345	280	355	70,0	206	157	—	—	—	40	35,9	70	64,75

Продолжение табл. 10

Редуктор	П а р а м е т р ы											
	d_8	d_9	d_{10}	d_{11}	d_{12}, d_{13}	d_{14}	d_{15}	l_1	l_2	l_3	l_4	
Ч-50	—	—	—	—	M6	12	M12×1,25	28	28	—	—	
Ч-63	—	—	—	—	M6	14	M12×1,25	36	36	—	—	
Ч-80	—	—	—	—	M8	16	M12×1,25	42	42	—	—	
Ч-100	M20×1,5	45	M30×2	100	—	19	M12×1,25	—	—	80	58	
Ч-125	M20×1,5	45	M36×3	110	—	19	M16×1,5	—	—	80	58	
Ч-160	M24×2	50	M48×3	140	—	22	M16×1,5	—	—	110	82	

Окончание табл. 10

Редуктор	П а р а м е т р ы												
	l_5	l_6	l_9	l_{10}	h_1	h_2	h_3	h_4	t_1	t_2	t_3	t_4	Масса, кг
Ч-50	—	—	15	20	3	6	—	—	1,8	14,5	—	—	6,4
Ч-63	—	—	18	24	4	7	—	—	2,5	21,0	—	—	13,2
Ч-80	—	—	30	25	5	8	—	—	3,0	27,0	—	—	19,1
Ч-100	110	82	—	—	—	—	6	8	—	—	3,5	5,0	57,0
Ч-125	110	82	—	—	—	—	6	9	—	—	3,5	5,5	88,0
Ч-160	140	105	—	—	—	—	8	11	—	—	5,0	7,0	170,0

* Размеры даны в миллиметрах.

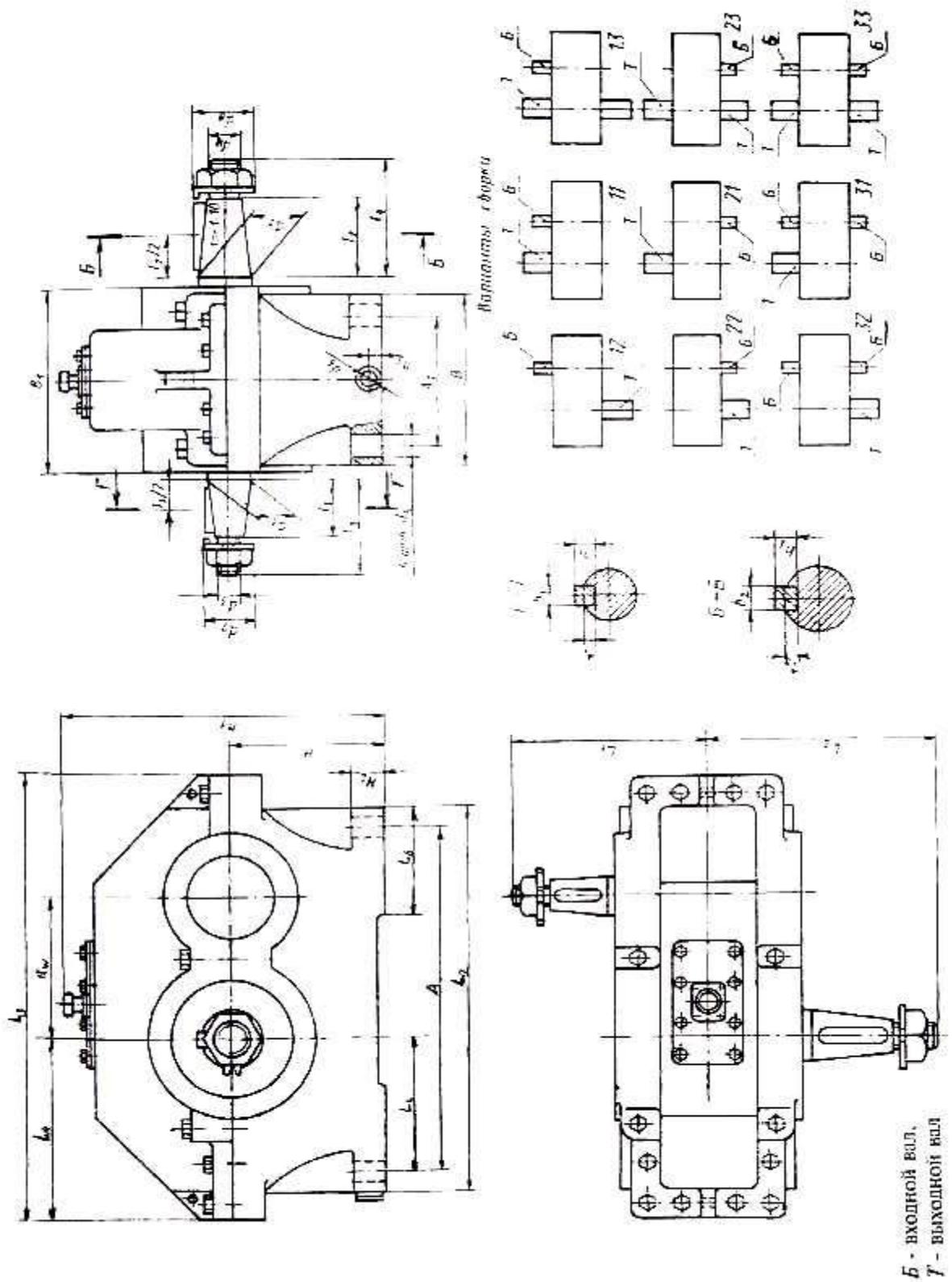


Рис. 3. Редуктор ЦУ

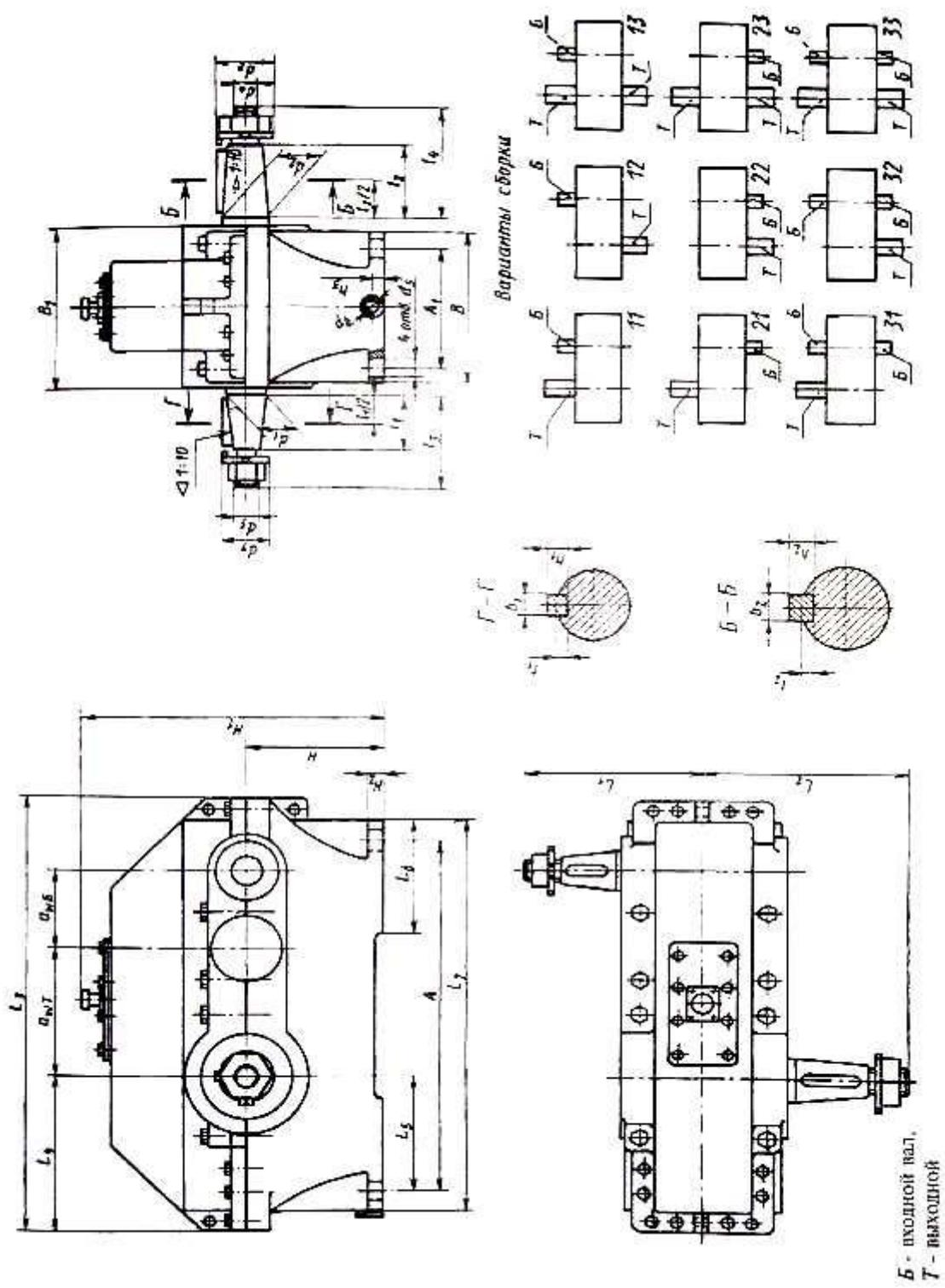


Рис. 4. Редуктор ЦУ

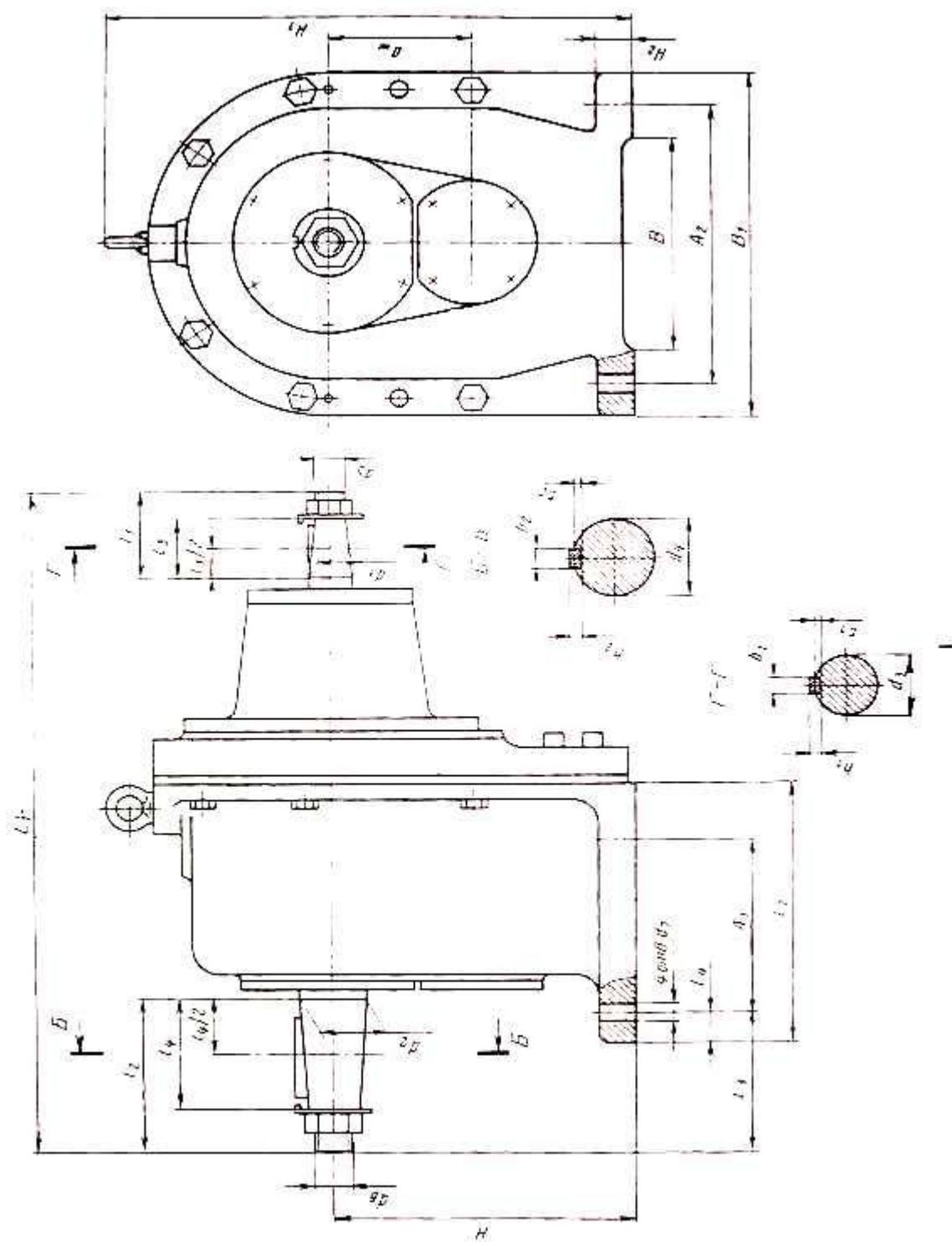


Рис. 5. Редуктор Ц2С

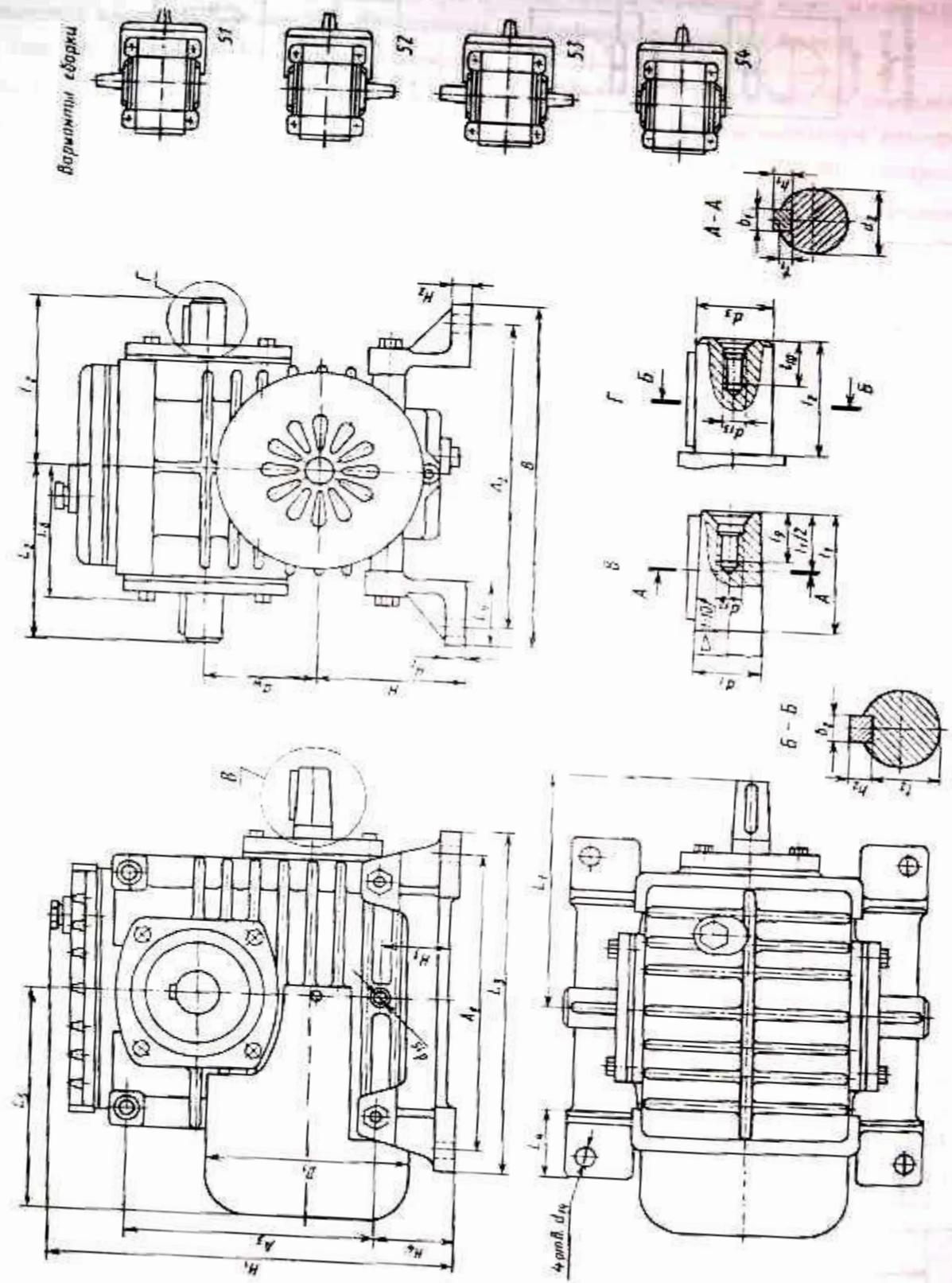


Рис. 7. Редукторы Ч-50, Ч-63, Ч-80

Примеры обозначения редукторов

Редуктор цилиндрический одноступенчатый с межосевым расстоянием 160 мм, с передаточным числом 5, варианта сборки 12, категории точности 1, климатического исполнения У, категории размещения 2

Редуктор ЦУ – 160 – 5 – 12 – 1 – У2.

Редуктор цилиндрический двухступенчатый с межосевым расстоянием тихоходной ступени 200 мм, с передаточным числом 20, варианта сборки 12, с коническим концом выходного вала К, категории точности 1, климатического исполнения У, категории размещения 3

Редуктор Ц2У – 200 – 20 – 12К – 1 – У3.

Редуктор цилиндрический двухступенчатый соосный с межосевым расстоянием 125 мм, с передаточным числом 50, категории точности 1, климатического исполнения У, категории размещения 3

Редуктор Ц2С – 125 – 50 – 1 – У3.

Редуктор червячный одноступенчатый типа Ч, с межосевым расстоянием 80 мм, с передаточным числом 40, варианта сборки 51, категории точности 1, климатического исполнения У, категории размещения 3

Редуктор Ч – 80 – 40 – 51 – 1 – У3.

2. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ УЗЛА ВАЛА РАБОЧЕГО ОРГАНА

Эскизное проектирование узла вала рабочего органа преследует следующие цели:

- 1) подобрать стандартные детали узла, которые подходили бы друг к другу по размерам и увязывались с размерами тихоходного вала редуктора;
- 2) подготовить базу для дальнейших расчётов деталей узла.

Определяется крутящий момент T , который нужно приложить к концу вала рабочего органа для создания заданного окружного усилия F_t на рабочем органе конвейера, по формулам, $\text{Н} \cdot \text{м}$:

$$\text{для схемы I} \quad T = \frac{F_t \cdot K_6 \cdot D}{2 \cdot \eta_{\text{II}}};$$

$$\text{для схемы II} \quad T = \frac{F_t \cdot p \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{II}}};$$

$$\text{для схемы III} \quad T = \frac{F_t \cdot p \cdot z}{\pi \cdot \eta_{\text{II}}}.$$

Начинать проектирование нужно с разработки конструкции левой по кинематической схеме привода опоры вала рабочего органа (ближней к месту подведения к валу крутящего момента), которая с целью уменьшения присоединительных размеров (расстояния между осями отверстий под болты крепления редуктора и опоры вала рабочего органа на раме привода) делается непо-

движной в осевом направлении (фиксированной). Эта опора определяет положение рабочего органа конвейера относительно редуктора.

Если сделать вторую опору вала рабочего органа тоже фиксированной, то при монтаже его опор на раме из-за разности расстояний между отверстиями под болты в корпусах опор вдоль длины вала и на раме, обусловленной допусками на изготовление изделий, в подшипниках могут возникнуть осевые нагрузки, которые приведут к их заклиниванию. Поэтому вторая опора вала делается плавающей.

Для повышения ясности рассуждений разработку узла неподвижной опоры вала проведём на конкретном примере с указанием числовых значений размеров элементов конструкции по рисунку 8.

Предположим, по исходным данным на курсовое проектирование получено расчётом потребное значение подводимого к концу вала рабочего органа крутящего момента $T = 490 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и расчётного (потребного) на тихоходном валу редуктора крутящего момента при $\eta_M = 0,99$ $T_p = 495 \text{ Н} \cdot \text{м}$. По моменту T_p в соответствии с указанным в задании типом выбран редуктор ЦУ-160 с крутящим моментом на выходном валу $T_{\text{ВЫХ}} = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (см. табл.3) и диаметром конца выходного вала $d_2 = 55 \text{ мм}$ (см. табл. 7).

Сравнивая значения T и $T_{\text{ВЫХ}}$, делаем вывод, что диаметр конца вала рабочего органа d можно сделать меньше d_2 .

Наименьшее значение этого диаметра можно определить по зависимости:

$$d_{\min} = d_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{T_{\text{ВЫХ}}}} = 55 \cdot \sqrt[3]{\frac{490}{1000}} = 43 \text{ мм.}$$

Для определения значения диаметра конца вала рабочего органа нужно выбрать муфту для соединения этого вала с валом редуктора и учесть её возможности. Так как с вала редуктора будет передаваться на вал рабочего органа крутящий момент $490 \text{ Н} \cdot \text{м}$, выбираем цепную муфту, способную передавать момент $500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (табл. 11). Выбранная муфта может соединять валы с диаметрами 40, 42, 45, 48, 50, 53, 55 и 56 мм. Принимая во внимание значение наименьшего диаметра конца вала рабочего органа (43 мм) и возможности муфты, можно выбрать значение диаметра d равным 45 или 48 мм. Следующий по длине участок вала для установки на нём подшипника должен быть кратным пяти, а бурт на валу для упора полумуфты будет образован втулкой, следовательно, большого перепада между значениями диаметров этих участков вала не требуется. Поэтому принимаем диаметр конца вала рабочего органа равным 48 мм (с целью повышения его прочности) и его диаметр для установки подшипника – 50 мм. Конец вала рабочего органа делаем цилиндрическим. С учётом исполнения концов валов редуктора (конический) и рабочего органа (цилиндрический) и значений диаметров этих валов соответственно 55 и 48 мм выбранная муфта типа 1 (с однорядной цепью ПР-31,75 – 8900 ГОСТ 13568 – 97 с числом звеньев $z = 14$) имеет обозначение:

Муфта 500 – 1 – 55 – 2 – 48 – 1 УЗ ГОСТ 20742-93.

Таблица параметров на валах привода

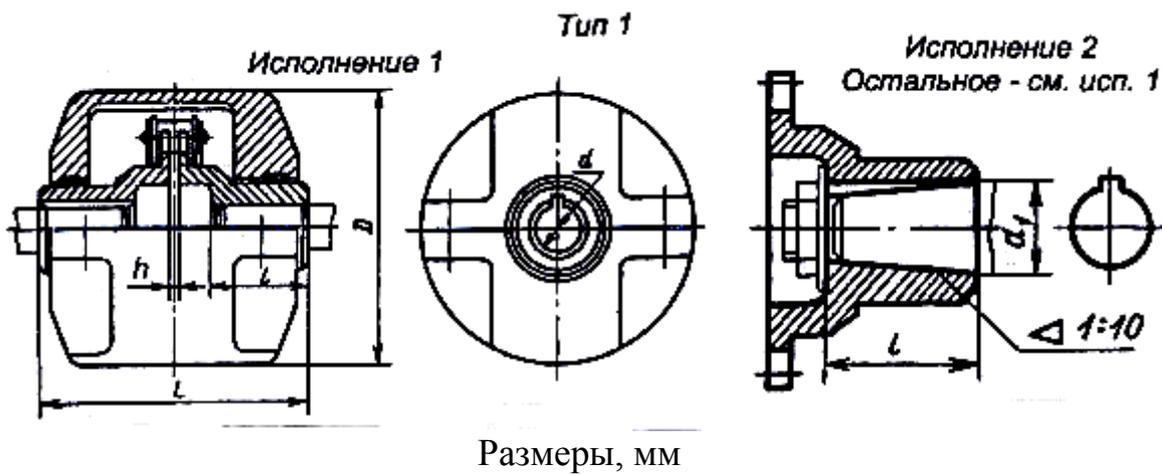
Вал	Частота вращения, об/мин	Момент крутящий, Н · м	Мощность, Вт
электродвигателя	$n_{дв}$	А: $T_{дв}^A = \frac{T}{\eta_m^2 \cdot u_p \cdot \eta_p}$ Б: $T_{дв}^B = \frac{T}{\eta_m \cdot u_p \cdot \eta_p \cdot u_{п} \cdot \eta_{п}}$ В: $T_{дв}^B = \frac{T}{\eta_m \cdot u_p \cdot \eta_p \cdot u_{п} \cdot \eta_{п}}$	А: $\frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} \cdot T_{дв}^A$ Б: $\frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} \cdot T_{дв}^B$ В: $\frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} \cdot T_{дв}^B$
редуктора быстроходный (входной)	А: $n_{дв}$ Б: $\frac{n_{дв}}{u_{п}}$ В: $n_{дв}$	А: $T_{вх}^A = \frac{T}{\eta_m \cdot u_p \cdot \eta_p}$ Б: $T_{вх}^B = \frac{T}{\eta_m \cdot u_p \cdot \eta_p}$ В: $T_{вх}^B = \frac{T}{u_{п} \cdot \eta_{п} \cdot u_p \cdot \eta_p}$	А: $\frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} \cdot T_{вх}^A$ Б: $\frac{\pi \cdot n_{дв}}{30 \cdot u_{п}} \cdot T_{вх}^B$ В: $\frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} \cdot T_{вх}^B$
редуктора тихоходный (выходной)	А: $\frac{n_{дв}}{u_p}$ Б: $\frac{n_{дв}}{u_p \cdot u_{п}}$ В: $\frac{n_{дв}}{u_p}$	А: $\frac{T}{\eta_m}$ Б: $\frac{T}{\eta_m}$ В: $\frac{T}{u_{п} \cdot \eta_{п}}$	А: $\frac{\pi \cdot n_{дв}}{30 \cdot u_p} \cdot \frac{T}{\eta_m}$ Б: $\frac{\pi \cdot n_{дв}}{30 \cdot u_p \cdot u_{п}} \cdot \frac{T}{\eta_m}$ В: $\frac{\pi \cdot n_{дв}}{30 \cdot u_p} \cdot \frac{T}{u_{п} \cdot \eta_{п}}$
рабочего органа	А: $\frac{n_{дв}}{u_p}$ Б: $\frac{n_{дв}}{u_p \cdot u_{п}}$ В: $\frac{n_{дв}}{u_p \cdot u_{п}}$	T	А: $\frac{\pi \cdot n_{дв}}{30 \cdot u_p} \cdot T$ Б: $\frac{\pi \cdot n_{дв}}{30 \cdot u_{п} \cdot u_p} \cdot T$ В: $\frac{\pi \cdot n_{дв}}{30 \cdot u_{п} \cdot u_p} \cdot T$

А – схема привода (рис. 1а);

Б – схема привода (рис. 1б);

В – схема привода (рис. 1в).

Цепные муфты (по ГОСТ 20742-93)



Номинальный крутящий момент $T, \text{Нм}$	$d \quad d_1$ $H7 \quad H9$		D , не более	L не более для испол- нений		$l, h14$ для испол- нений		Компенси- рующие свойства		Частота вращения, $1/\text{с}^{-1}$	Цепь, ГОСТ 13568 – 97	Число звеньев цепи	h
	Ряд 1	Ряд 2		1	2	1	2	Смещение					
								Угловое	Радиальное				
500	40	-	200	222	172	82	57	1,0°	0,32	18	ПР-31,75-8900	14	2,0
	-	42											
	45	-											
	-	48											
	50	-											
	-	53											
	55	-											
-	56												
1000	50	-	210	284	220	105	73	1,0°	0,40	16	ПР-38,1- 12700	12	3,5
	-	53											
	55	-											
	-	56											
	60	-											
	63	-											
	-	65											
	70	-											
71	-												

Номинальный крутящий момент Т, Нм	d d_1 H7 H9		D, не более	L не бо- лее для испол- нений		l, h_{14} для испол- нений		Компенси- рующие свойства		Частота вращения, 1/с ⁻¹	Цепь, ГОСТ 13568 – 97	Число звеньев цепи	h
	Ряд 1	Ряд 2		1	2	1	2	Смещение					
								Угловое	Радиальное				
2000	63	-	280	284	220	105	73	1,0 ⁰	0,50	14	ПР-50,8-22700	12	3,8
	-	65											
	70	-											
	71	-											
	-	75		344	272	130	94						
	80	-											
	-	85											
	90	-											

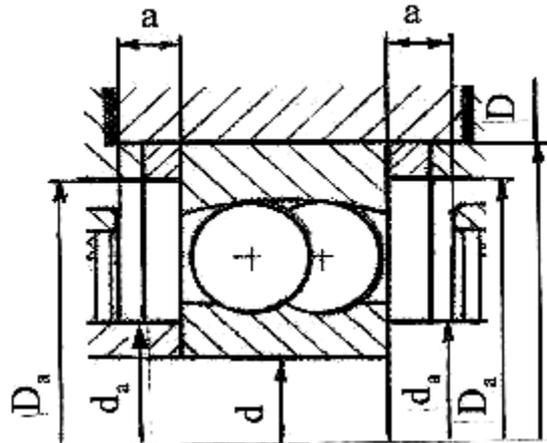
По диаметру вала 50 мм выбираем подшипник радиальный шариковый двухрядный сферический средней серии 1310, имеющий диаметр наружного кольца 110 мм и ширину 27 мм (прил. II). По диаметру 110 мм с учётом рекомендаций ГОСТ 1328.3–80 выбираем корпус УМ 110 (прил. III).

С учётом серии подшипника и его посадочного диаметра на вал выбираем по таблице 12 диапазон диаметра заплечика для установки подшипника. В рассматриваемом случае получается от 60 до 63 мм. По диаметру отверстия в корпусе с учётом диапазона диаметра заплечика подбираем крышку торцовую для корпуса. Крышки высокая (МВ) (табл. ПШ.7) и средняя (МС) (табл. ПШ.8) не подходят, т.к. имеют отверстия под вал меньше значения диаметра заплечика. Подходит крышка низкая (МН) с диаметром отверстия под вал 60 мм (табл. ПШ. 9):

Крышка МН 110×60 ГОСТ 13219.6 – 81.

С левой стороны корпуса устанавливаем такую же крышку. Для обеспечения совпадения диаметров вала и отверстия в крышке, ставим на валу втулку с наружным диаметром 60 мм, которая будет выполнять ещё и функцию буртика для полумуфты, насаживаемой на вал.

Запечки для установки подшипников качения (по ГОСТ 20226-82)
для подшипников по ГОСТ 28428-90



Лёгкой серии					
d	D	d_a , min	d_a , max	D_a , max	a, min
35	72	42,0	-	65,0	2,0
40	80	47,0	48,0	73,0	
45	85	52,0	53,0	78,0	
50	90	57,0	58,0	83,0	
55	100	62,0	65,0	91,0	3,0
60	110	67,0	71,0	101	
65	120	72,0	77,0	111	
70	125	77,0	82,0	116	
75	130	82,0	85,0	121	
80	140	90,0	92,0	130	
Средней серии					
D	d_a , min	d_a , max	D_a ,max	D_a , min	a, min
80	42,0	44,0	71,0	-	2,0
90	47,0	51,0	81,0	80,0	
100	52,0	56,0	91,0	89,0	
110	60,0	63,0	99,0	98,0	
120	65,0	67,0	110	109,0	3,0
130	72,0	75,0	118	115,0	
140	76,0	78,0	128	125,0	
150	81,0	85,0	138	136,0	
160	86,0	93,0	148	144,0	
170	91,0	99,0	158	155,0	

Размеры даны в миллиметрах.

Конец вала рабочего органа можно принять коническим (рис. 9). При таком решении будет одно достоинство этой конструкции – обе полумуфты применяемой муфты одного исполнения.

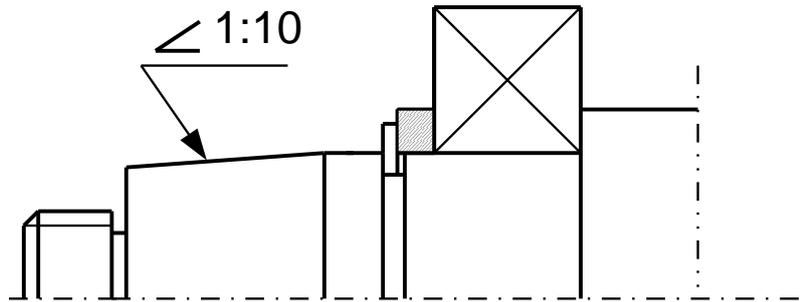


Рис. 9. Конструкция вала с коническим концом

При этом будут иметь место следующие недостатки:

1) потребуется применить крышку подшипника со стороны конца вала, отличную от поставленной с другой стороны опоры, из-за различия диаметров вала, что увеличит номенклатуру заказываемых крышек;

2) для сохранения статуса неподвижности этой опоры вала закрепить подшипник на нём можно только с помощью пружинного упорного кольца, что потребует применения дополнительной детали в форме кольца, толщина которого подбирается при монтаже. Это удорожает конструкцию. Кроме того, паз под пружинное кольцо ослабляет сечение вала.

Размеры пружинных упорных плоских наружных колец концентрических (ГОСТ 13940-68) и эксцентрических (ГОСТ 13942-68), а также размеры канавок для них выбираются в зависимости от диаметра вала [3].

Диаметр болта, с помощью которого прижимаются торцовые крышки к корпусу подшипника, определяется диаметром отверстий в крышках и корпусе (в данном случае – 11 мм), а его длина обусловлена шириной корпуса, толщиной фланцев крышек и прокладок между корпусом и крышками, высотой гайки и толщиной шайбы пружинной (см. рис. 11). В рассматриваемой конструкции опоры применены болты нормальной точности класса прочности 5.8

Болт М 10 × 75. 58 ГОСТ 7798 – 70.

Для упрощения процесса замены болта левой опоры вала при случайном повреждении на нём резьбы устанавливаем эти болты со стороны рабочего органа конвейера. В противном случае для замены болта потребовалось бы снять с вала полумуфту, что без разборки всего узла невозможно.

Положение торца резьбовой части болта определяет положение левого торца втулки, а, следовательно, её длины. Чтобы за болт не зацеплялась при вращении вала насаженная на него деталь, торец втулки (по рис. 8) должен быть левее торца резьбовой части болта.

Рабочий орган на валу относительно опоры располагаем с учётом возможности постановки этих болтов при сборке подшипникового узла.

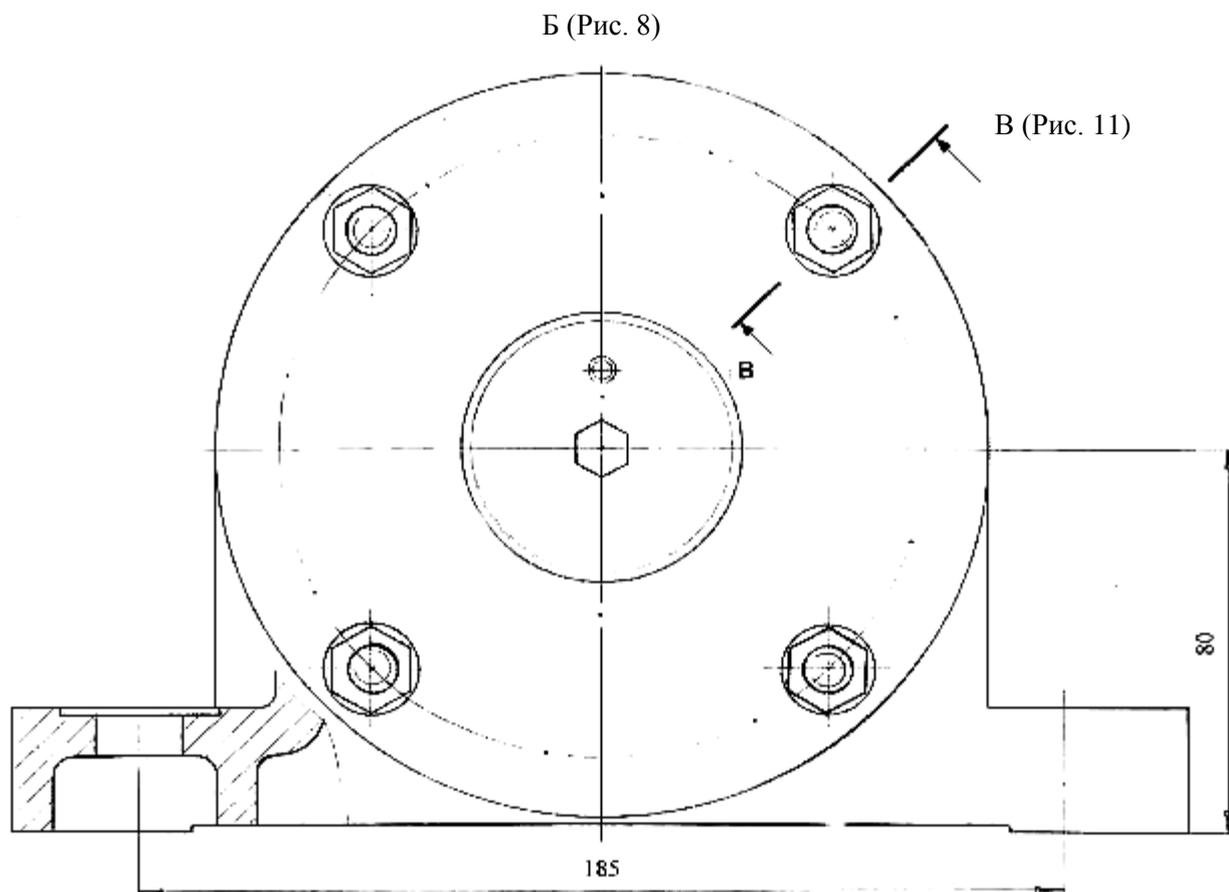


Рис. 10. Вид на опору вала слева

Для предотвращения вытекания смазки из подшипникового узла между торцами корпуса и крышками устанавливаются прокладки толщиной около 1 мм, изготавливаемые из картона прокладочного (ГОСТ 9347-74) или паронита (ГОСТ 481-80), а в крышки вставляются резиновые армированные манжеты (ГОСТ 8752-79). В рассматриваемом примере применены манжеты типа 1 (однокромочные) исполнения 1 (с механически обработанной кромкой) для вала диаметром 60 мм с наружным диаметром 85 мм из резины группы 1 (пригодной для работы при скорости скольжения до 10 м/с) (табл. 13):

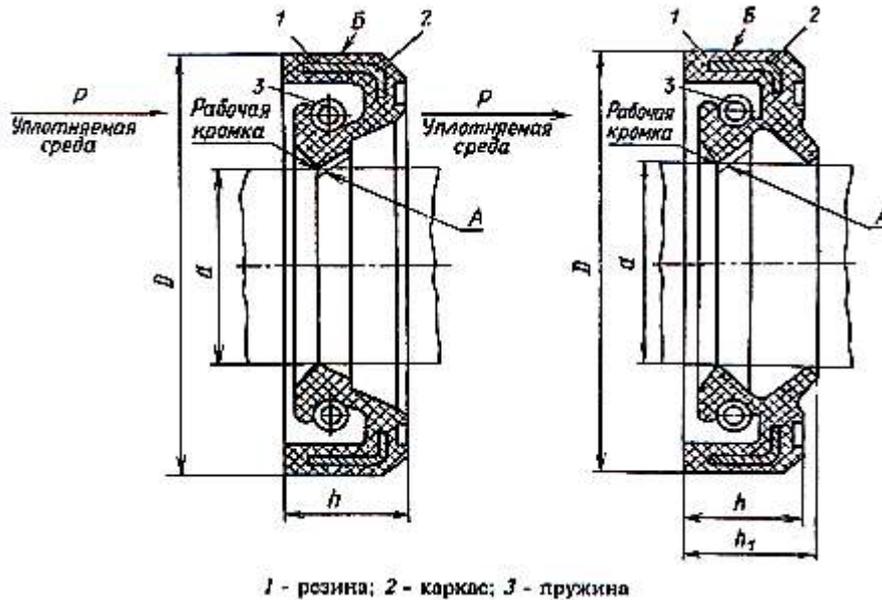
Манжета 1. 1– 60×85 – 1 ГОСТ 8752-79

Для обеспечения осевой неподвижности подшипника относительно корпуса опоры вала между торцами наружного кольца подшипника и крышек устанавливаются стальные кольца толщиной, равной зазору между этими поверхностями. Для обеспечения осевой неподвижности вала относительно подшипника применяем концевую шайбу (ГОСТ 14734–69), которая после установки на вал полумуфты будет прижимать полумуфту, втулку и внутреннее кольцо подшипника к заплечику вала при завинчивании в вал болта. Размеры концевой шайбы выбираются по диаметру вала. В данном случае с учётом диаметра конца вала (48 мм) применена шайба 2 исполнения (прижимаемая болтом)

Шайба 7019-0633 ГОСТ 14734-69.

Таблица 13

Основные размеры резиновых армированных манжет, мм (ГОСТ 8752 – 79)



Диаметр вала	30; 32	35; 36	38	38	40	42	45	48; 50	52	55; 56; 58	60	63; 65	70; 71	75
D	52	58	52	58	60; 62	62	65	70	75	80	85	90	95	100
h	10	10	7	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
h ₁ , не более	14	14	10	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14

Продолжение табл. 13

Диаметр вала	80	85	90; 92; 95	100	105	110	115	120	125	130	140
D	105	110	120	125	130	135	145	145; 150	155	160	170
h	10	12	12	12	12	12	12	12	12	15	15
h ₁ , не более	14	16	16	16	16	16	16	16	16	20	20

В правой опоре вала (рис. 11), в отличие от левой, одна из крышек глухая и для обеспечения возможности осевого перемещения подшипника относительно корпуса не ставятся кольца между торцами наружного кольца подшипника и крышек. Для исключения случайного сползания подшипника с вала при работе привода применена концевая шайба, размеры которой определены посадочным на вал диаметром подшипника и диаметром заплечика для него.

Крышки глухие (табл. П Ш. 8).

Шайбы концевые (прил. IV, табл. ПШ.1)

Крышка ГН 110 ГОСТ 13219.2 – 81

Шайба 7019 – 0634 ГОСТ 14734 – 69.

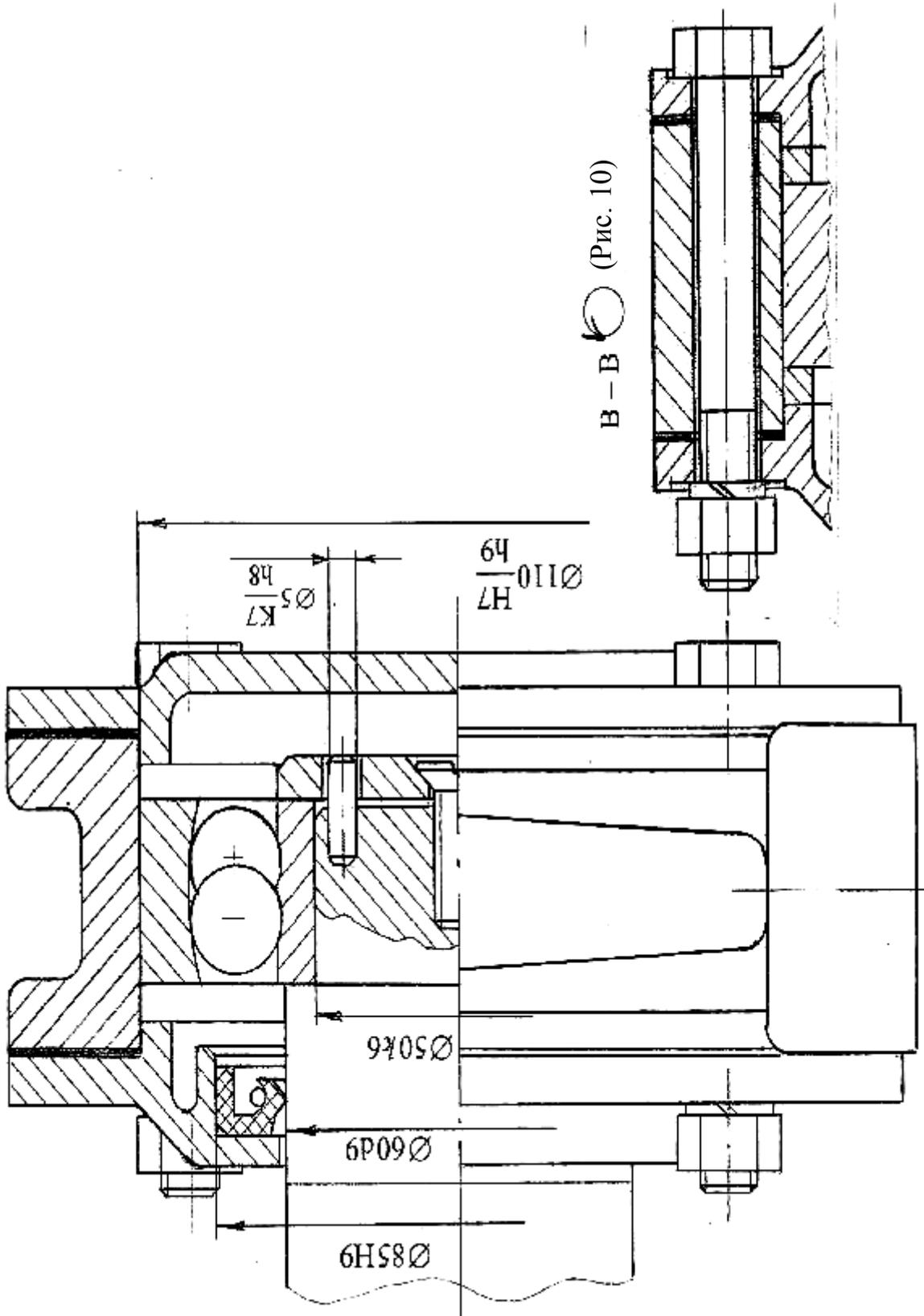


Рис. 11. Правая опора вала

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ НА ВАЛ РАБОЧЕГО ОРГАНА КОНВЕЙЕРА ИЗ-ЗА ВОЗМОЖНОГО СМЕЩЕНИЯ СОЕДИНЯЕМЫХ МУФТОЙ ВАЛОВ

Кроме крутящего момента, числовое значение которого определено в п. 2, на вал рабочего органа действует сила от натяжения ветвей ленты в приводе ленточного конвейера или от натяжения ветвей тяговой цепи в приводе цепного конвейера. В обоих случаях при соединении валов редуктора и рабочего органа муфтой на валы будут действовать силы, обусловленные возможным относительным смещением валов при монтаже.

Для выбранной в п. 2 цепной муфты получаем делительный диаметр звёздочки полумуфты $d_d = \frac{p}{\sin(180^\circ/z)}$,

где p – шаг цепи муфты; z – число звеньев цепи муфты.

В нашем случае $p = 31,75$ мм; $z = 14$. Тогда $d_d = \frac{31,75}{\sin(180^\circ/14)} = 142,683$ мм.

Окружное усилие на звёздочке полумуфты в ньютонах $F_{\text{тм}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d_d}$,

где T – крутящий момент, подводимый к валу рабочего органа, Н·м.

По расчетам в п. 2 $T = 490$ Н·м. Тогда $F_{\text{тм}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 490}{142,683} = 6868,4$ Н.

Усилие на вал от муфты F_M определяется по формуле $F_M = (0,15 - 0,25)F_{\text{тм}}$, т.е. $F_M = (0,15 - 0,25) \cdot 6868,4 = (1030,3 - 1717,1)$ Н.

Максимальное значение усилия F_M (1717 Н) нужно сравнить с допускаемой радиальной силой на конец тихоходного вала выбранного редуктора (см. табл. 3–5, 14) и тем самым убедиться в пригодности выбранного редуктора по этому параметру.

Для расчёта вала рабочего органа и его подшипников принимаем усреднённое значение силы $F_M = 1400$ Н. Эта сила считается приложенной в точке, совпадающей с серединой длины конца вала.

Таблица 14

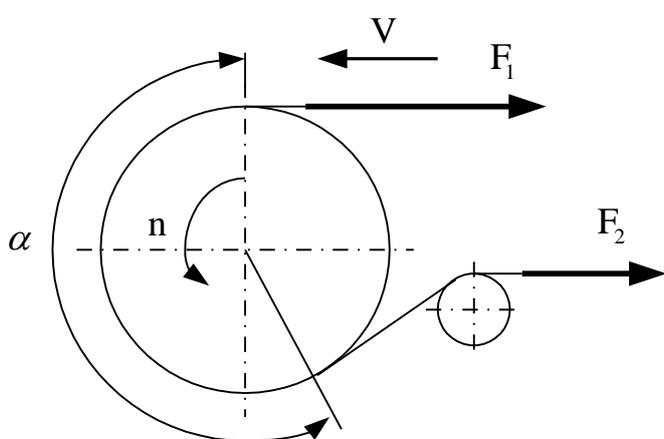
Наибольшие радиальные консольные силы на концы валов
червячных одноступенчатых редукторов типа Ч, кН

Вал	Типоразмер редуктора					
	Ч-50	Ч-63	Ч-80	Ч-100	Ч-125	Ч-160
Входной	250	345	500	600	875	1180
Выходной	2000	2800	4000	5600	8000	11200

4. КОНСТРУИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ОРГАНА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

В ленточном конвейере движущая сила передаётся на ленту силой трения между лентой и барабаном. Различают приводы однобарабанные, двухбарабанные и трёхбарабанные. При небольшой производительности конвейера применяются в основном однобарабанные приводы. Для повышения силы трения между лентой и барабаном увеличивают угол обхвата барабана лентой установкой в приводе отклоняющего барабана (ролика).

4.1 Определение силы на приводной барабан со стороны тяговой ленты



F_1 – натяжение ведущей (набегающей) ветви ленты, кН;

F_2 – натяжение ведомой (сбегающей) ветви ленты, кН;

α – угол обхвата барабана лентой, рад.

Усилие с барабана на ленту передаётся за счёт силы трения F_T между лентой и барабаном. Учитывая непостоянство коэффициента трения, принимают $F_T > F_t$ или $F_T = F_t \cdot K_6$. Здесь F_t – окружное усилие на барабане, кН (см. задание); K_6 – коэффициент безопасности (см. пп. 1.2).

Связь между силами натяжения ветвей ленты и силой трения выражается зависимостью $F_1 - F_2 = F_T$ или $F_1 - F_2 = F_t \cdot K_6$.

Силы натяжения ветвей ленты связаны между собой уравнением Эйлера

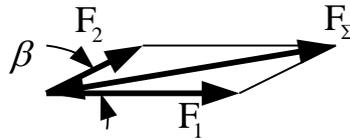
$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha},$$

где f – коэффициент трения между лентой и барабаном выбирается по таблице 15 с учётом условий работы конвейера: X – хорошие (чистые, закрытые, отапливаемые или охлаждаемые и вентилируемые помещения); С – средние (производственные помещения без регламентированного контроля температуры и влажности); Т – тяжёлые (на открытом воздухе с непосредственным воздействием атмосферных условий в период всего года).

Решая систему двух последних уравнений, получаем

$$F_2 = \frac{F_t \cdot K_6}{e^{f \cdot \alpha} - 1}; F_1 = F_2 \cdot e^{f \cdot \alpha}.$$

После переноса сил F_1 и F_2 на ось барабана получаем



Суммарная сила на барабан со стороны тяговой ленты

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 \cdot F_2 \cdot \cos\beta},$$

где $\beta = \alpha - \pi$ – угол между направлениями векторов сил F_1 и F_2 , рад.

Суммарная сила распределяется поровну между ступицами барабана, и каждая из них прикладывается к валу по середине длины ступицы барабана.

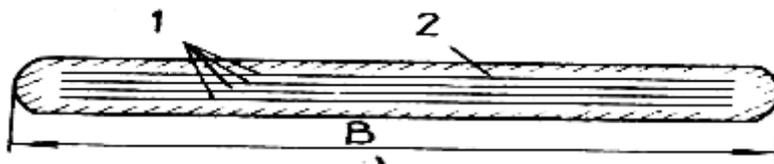
Таблица 15

Значения коэффициентов трения f между лентой с резиновой обкладкой и приводным барабаном

Поверхность приводного барабана	Состояние соприкасающихся поверхностей ленты и барабана	Атмосферные условия	Условия работы конвейера	f
Стальная или чугунная без футеровки	Чистые	Сухо	Х	0,35
	Пыльные	Сухо	С	0,30
	Запылённые нелипким грузом (песком, углём и т.п.)	Влажно	Т	0,20
	Загрязнённые липким грузом (глиной и т.п.)	Влажно	Т	0,10

4.2 Выбор тяговой ленты

В конвейерах применяют резинотканевые, резинотросовые и стальные ленты.



1 – тканая прокладка; 2 – резиновая обкладка

Наибольшее распространение находят резинотканевые ленты, имеющие резинотканевый послойный тяговый каркас (1) и наружные резиновые обкладки (2), предохраняющие каркас от механических повреждений и от воздействия влаги и агрессивных сред по ГОСТ 20–85. В зависимости от назначения ленты

разделяют на следующие виды: общего назначения, морозостойкие, теплостойкие, пищевые и негорючие.

Конвейерные ленты, согласно ГОСТ 20–85, могут быть шириной от 100 до 3000 мм с числом прокладок от 1 до 8. Толщина наружных резиновых обкладок в зависимости от вида ленты и вида транспортируемого груза составляет 1–3,5 мм и 1–10 мм соответственно для нерабочей (нижней) и рабочей (верхней) сторон ленты. Толщина тканевых прокладок каркаса ленты принята 1,15–2,0 мм. Тканевые прокладки изготавливают из полиамидных или полиэфирных нитей или из комбинированных (полиэфирных и хлопчатобумажных) нитей. В зависимости от вида ткани каркаса изменяется номинальная прочность тканевой прокладки.

С учётом сложности точного определения действительного напряжения в слоях ленты при совместном действии растяжения и изгиба расчёт ленты ведут только на растяжение по наибольшему рабочему усилию в ленте.

Необходимое по условию прочности ленты число прокладок i зависит от растягивающего ленту усилия и прочности материала прокладок. Наибольшее допустимое число прокладок ленты ограничивается диаметром барабана, т.к. увеличение числа прокладок повышает жёсткость ленты и напряжение изгиба в ленте при огибании ею барабана. Нужно подобрать материал прокладок ленты, который удовлетворял бы условию прочности ленты и соответствовал бы заданному диаметру приводного барабана.

С учётом этих условий получаем для горизонтальных конвейеров

$$\frac{D}{K_1} \geq i \geq \frac{7 \cdot F_1}{B \cdot S_{p1} \cdot K_H \cdot K_{CT} \cdot K_P},$$

где D – диаметр барабана, мм;

F_1 – натяжение ведущей ветви ленты, Н;

B – ширина ленты, мм;

S_{p1} – прочность ткани прокладки, Н/мм ширины ленты (табл. 16);

K_1 – коэффициент, учитывающий свойство ткани прокладок;

K_H – коэффициент неравномерности работы прокладок;

K_{CT} – коэффициент прочности стыкового соединения концов ленты (для вулканизированного стыка $K_{CT} = 0,90 - 0,85$);

K_P – коэффициент режима работы конвейера.

Полученное расчётом число прокладок i округляется до ближайшего целого значения.

Значения коэффициентов K_1 , K_H , K_P берутся из следующей таблицы.

Прочность прокладки S_{p1} , Н/мм	65	100	150	200	300	400
Коэффициент K_1^*	125–140	141–160	161–170	171–180	181–190	191–200
Число прокладок	3	4	5	6	7	8
Коэффициент K_H	0,95	0,90	0,88	0,95	0,82	0,80
Режим работы	Весьма легкий	Легкий	Средний	Тяжелый	Весьма тяжелый	

Коэффициент режима K_p	1,2	1,1	1,0	0,95	0,85
-----------------------------	-----	-----	-----	------	------

* Меньшие значения коэффициента K_1 принимают для лент меньшей ширины.

Материал тканевых прокладок конвейерных лент

Ткань	Марка ткани	Номинальная прочность ткани по основе S_{p1} , Н/мм ширины прокладки
С нитями основы и утка из полиамидных волокон	ТА-400; ТК-400; МК-400/120	400
	ТА-300; ТК-300; А-10-2-3Т К-10-2-3Т; МК-300/100	300
	ТК-200-2	200
	ТА-150; ТК-150	150
	ТА-100; ТК-100	100
С нитями основы из полиэфирных волокон и нитями утка из полиамидных волокон	МЛК-400/120	400
	ТЛК-300; МЛК-300/100	300
	ТЛК-200	200
С нитями основы и утка из комбинированных волокон	БКНЛ-150	150
	БКНЛ-100	100
	БКНЛ-65; БКНЛ-65-2	65

4.3 Конструирование приводных барабанов

В приводах конвейеров в зависимости от типа производства применяются барабаны литые (рис.12) и сварные (рис. 13). Литые барабаны выполняются из серого чугуна не ниже марки СЧ 15 ГОСТ 1412-85 литьём в одноразовую песчаную форму и применяются при массовом производстве. Сварные барабаны находят применение при индивидуальном производстве, их изготавливают сваркой из прокатных элементов (листов, труб) из низкоуглеродистых сталей.

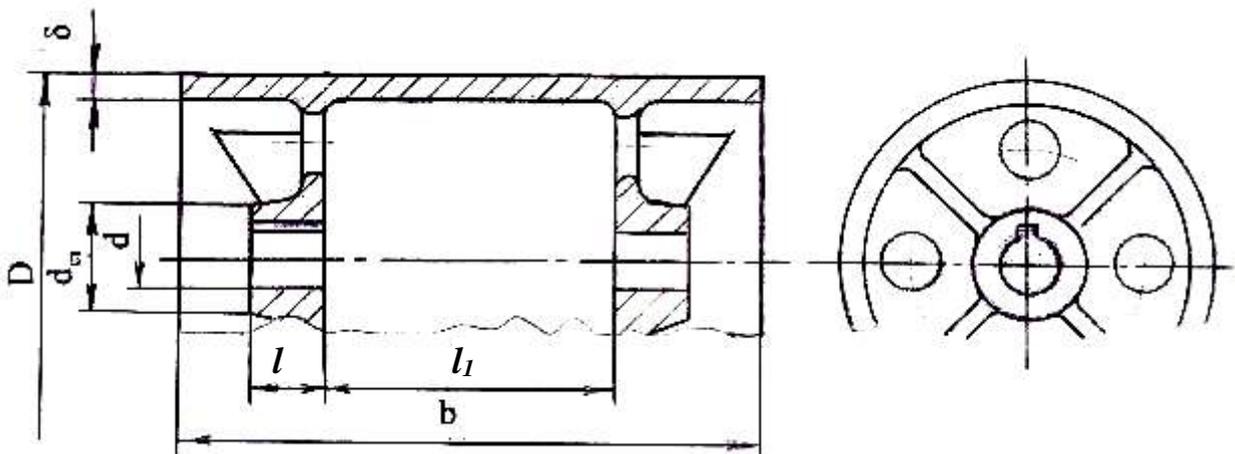


Рис. 12 . Литой барабан

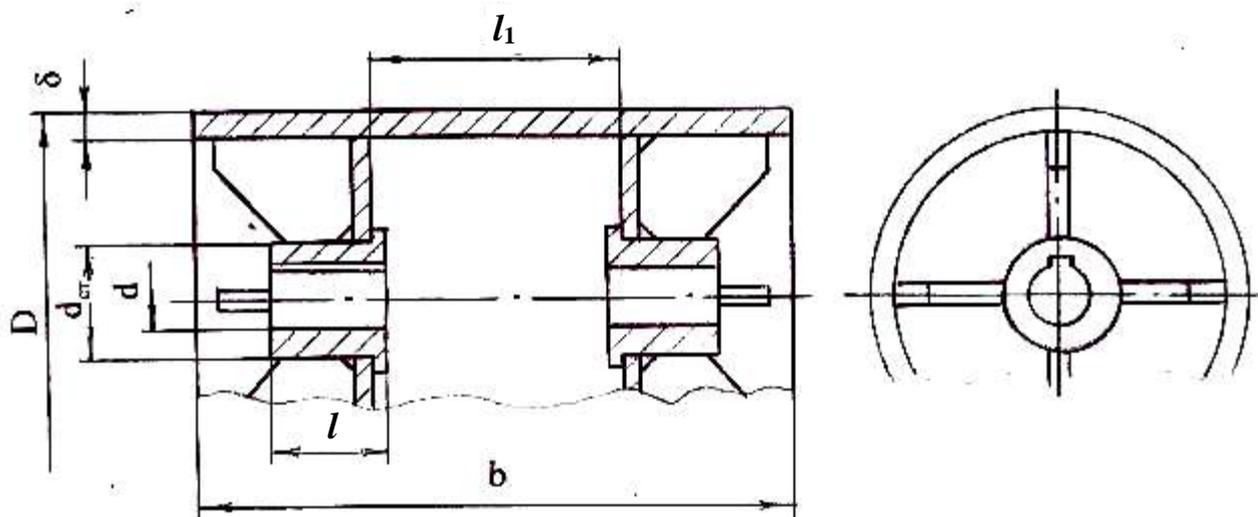


Рис. 13. Сварной барабан

Диаметр барабана D указывается в исходных данных задания на курсовое проектирование.

Ширина барабана b определяется в зависимости от заданной ширины ленты B по зависимости $b = B + (150 - 200)$ мм.

Диаметр отверстия в ступицах барабана d равен диаметру вала в месте посадки на него барабана, значение которого принимается немного больше диаметра заплечика для подшипников, желательно по ГОСТ 6636 – 69.

Длина ступицы любого элемента конструкции назначается в зависимости от посадочного диаметра вала по условию обеспечения устойчивости элемента в вертикальной плоскости.

Поскольку барабан опирается на вал двумя ступицами и они отстоят друг от друга на значительном расстоянии, устойчивость барабана будет обеспечена при любой длине ступиц.

Длина обеих ступиц барабана l принимается равной длине шпонки, устанавливаемой только в ступице, расположенной ближе к концу вала со стороны подвода крутящего момента. Устанавливать шпонку во второй ступице барабана не имеет смысла. Из-за разной крутильной жёсткости вала и барабана невозможно точно определить нагрузку на шпонку во второй ступице. Расчёт шпоночного соединения приведен в п. 6.

Диаметр ступиц барабана $d_{ст} \geq 1,5 \cdot d$. Расстояние между дисками барабана l_1 определяется по зависимости $l_1 \approx 0,6 \cdot b$.

Толщину обода и дисков δ литого барабана принимают в зависимости от приведённого габарита барабана $N = 2/3 (D+b)$ по графику (рис. 14). В дисках для облегчения выбивки формовочной смеси из отливки делают как можно больше отверстий (не меньше четырёх) максимально возможного диаметра. Для повышения жёсткости барабана между отверстиями в дисках располагаются рёбра толщиной, равной примерно $0,8 \cdot \delta$.

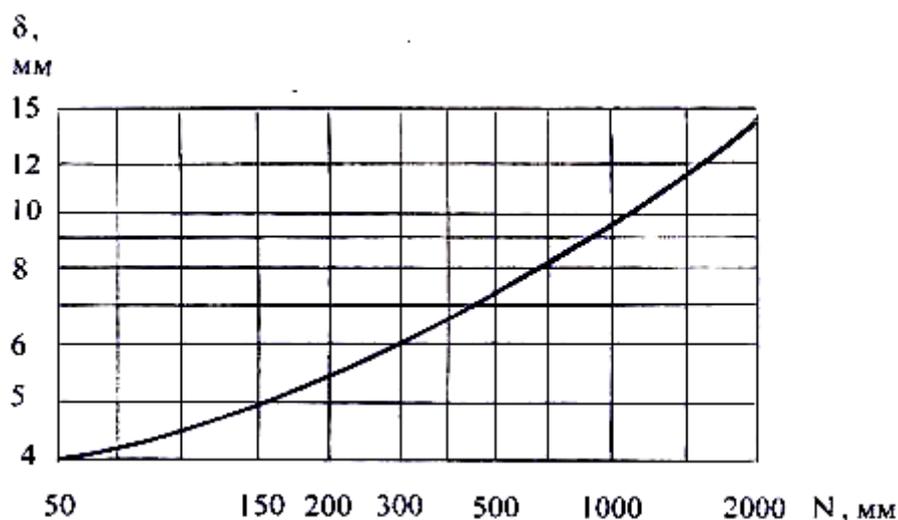


Рис. 14. Минимальная толщина стенки в зависимости от приведённого габарита отливки из серого чугуна

Обод сварного барабана выполняют сваркой из вальцованного листа толщиной 6–8 мм в зависимости от диаметра барабана или изготавливают из трубы, если диаметр барабана согласуется с размерами стандартной трубы по ГОСТ 8732–78, которым предусматриваются трубы диаметром от 20 до 820 мм. При выборе трубы следует учесть припуск на обработку обода по наружному диаметру. Диски и рёбра выполняют из листа меньшей, чем обод, толщины.

Для уменьшения износа ленты при работе привода шероховатость обода приводного и отклоняющего барабанов любой конструкции должна быть не ниже $R_z = 40$.

Приводной барабан на валу устанавливается симметрично относительно опор. При этом расстояние от опоры до барабана выбирается из условия, чтобы можно было поставить болт, соединяющий крышки подшипникового узла с корпусом левой опоры, при сборке привода (сборочный чертеж в прил. IX).

4.4 Расчёт вала барабана на статическую прочность

Принимается при расчёте вала и подшипников, что суммарная сила натяжения набегающей и сбегающей ветвей тяговой ленты F_Σ передаётся на вал через ступицы барабана поровну в виде сил F_r , векторы которых прикладываются по середине длины ступиц барабана. Крутящий момент на вал передаётся с вала редуктора через муфту и прикладывается в среднем сечении длины конца вала. В этом же сечении прикладывается сила F_M , обусловленная возможным смещением валов барабана и редуктора при монтаже. Плоскость действия этой силы определяется плоскостью смещения валов, положение которой можно определить только при монтаже. Поэтому при расчёте вала и подшипников принимается наиболее опасное для элементов конструкции положение плоскости действия вектора этой силы, совпадающее с плоскостью действия сил F_r .

При расчёте вала на статическую прочность направление сил F_r и F_M принимается таким, чтобы изгибающие вал моменты от этих сил совпадали по своему воздействию на вал (рис.15).

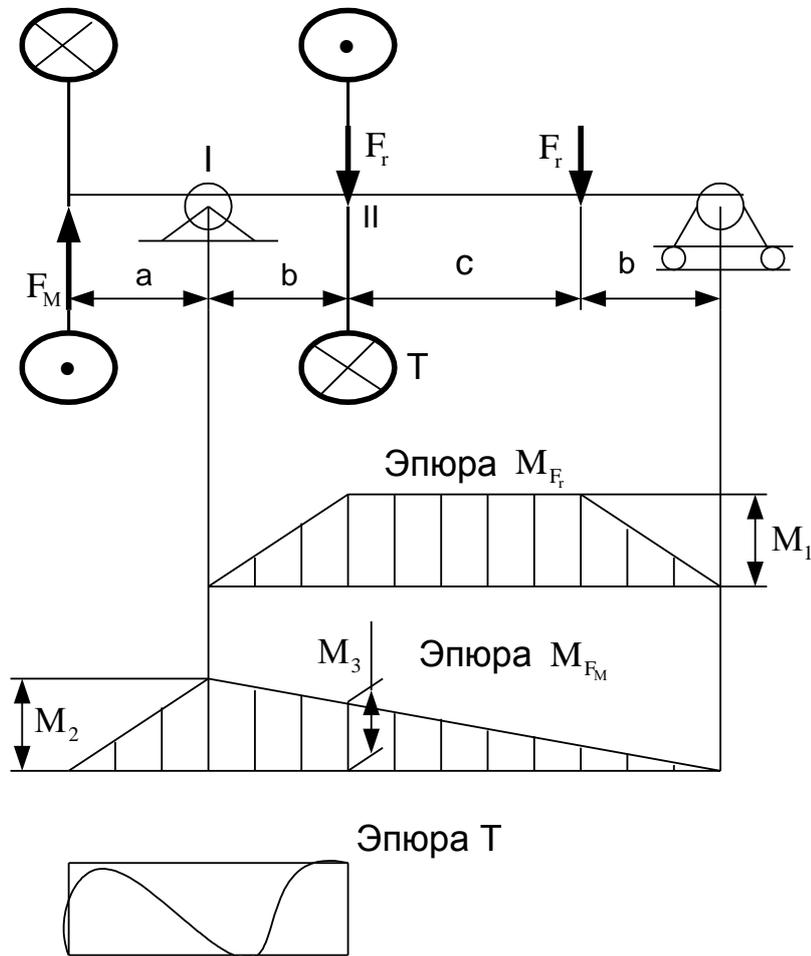


Рис. 15. Расчётная схема вала

Анализ расчётной схемы вала показывает, что опасными по прочности будут его сечения I и II.

Изгибающие моменты в этих сечениях:

от сил F_r $M_1 = F_r \cdot b$; от силы F_M $M_2 = F_M \cdot a$; $M_3 = F_M \frac{a \cdot (b + c)}{2 \cdot b + c}$.

Суммарные изгибающие моменты: в сечении I $M_I = M_2$;

в сечении II $M_{II} = M_1 + M_3$.

Эквивалентные изгибающие моменты в этих сечениях по 3-й теории прочности $M_{EI} = \sqrt{M_I^2 + T^2}$; $M_{EII} = \sqrt{M_{II}^2 + T^2}$.

Расчётный диаметр вала в этих сечениях, мм:

$$d_I \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{EI}}{0,1 \cdot \sigma_{EPI}}}; \quad d_{II} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{EII}}{0,1 \cdot \sigma_{EPI}}}$$

Кроме отмеченных сечений вала следует проверить прочность вала в сечении III, в котором он имеет наименьшее значение диаметра (рис.16).

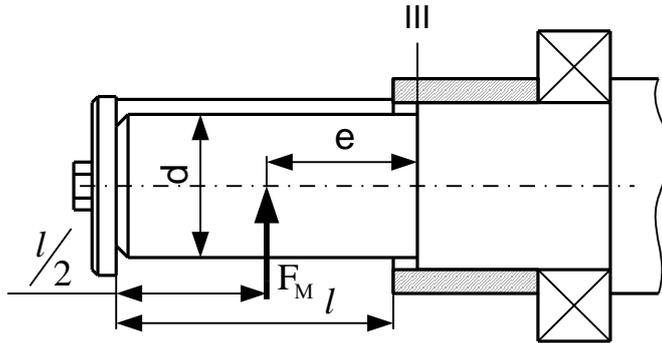


Рис. 16

В этом сечении суммарный изгибающий момент $M_{III} = F_M \cdot e$.

Эквивалентный изгибающий момент $M_{EIII} = \sqrt{M_{III}^2 + T^2}$, и расчётный диаметр вала в этом сечении

$$d_{III} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{EIII}}{0,1 \cdot \sigma_{EPIII}}}$$

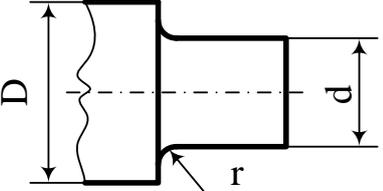
$M_{EI}, M_{EII}, M_{EIII}$ – эквивалентные изгибающие моменты в Н·м;

$\sigma_{EP1}, \sigma_{EP2}, \sigma_{EP3}$ – допускаемые напряжения для материала вала, МПа (табл. 17).

Таблица 17

Допускаемые напряжения σ_{EP} для стальных валов, МПа

Источники концентрации напряжений	Диаметр вала d, мм	Стали и термическая обработка				
		35, нормализованная	45, нормализованная	45, улучшенная	40X, улучшенная	40X, закалённая до 35... 42 HRCэ
1	2	3	4	5	6	7
Насажённая на вал деталь (зубчатое колесо, шкив) с острыми кромками	30	70	75	85	90	95
	50	65	70	80	85	90
	100	60	65	75	80	85

1	2	3	4	5	6	7
Насаженное на вал кольцо подшипника качения	30 50 100	90 85 75	100 95 85	115 105 100	120 110 100	130 120 110
Вал ступенчатой формы со скруглёнными внутренними углами при $\frac{r}{D}=0,05; \frac{D}{d} \leq 1,2$						
	30 50 100	110 95 85	115 100 90	135 115 100	140 120 105	150 130 110

Если принятые при эскизном проектировании диаметры вала в отмеченных сечениях меньше полученных расчётом, следует выбрать для изготовления вала более прочный материал или увеличить диаметры сечений вала.

4.5 Расчёт подшипников вала барабана по динамической грузоподъёмности

Для подшипников вала барабана наиболее неблагоприятным будет одностороннее направление векторов сил F_r и F_M (рис. 17). При таком сочетании направлений векторов сил одна из опор вала нагружается наибольшим усилием.

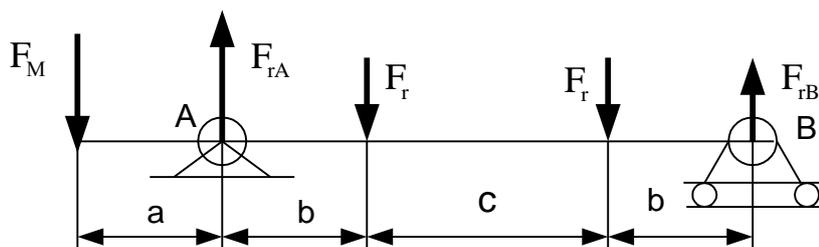


Рис. 17. Схема нагружения вала при расчёте подшипников

Для определения радиальных реакций опор вала составляем условия равновесия. Сумма моментов сил относительно опоры А $\Sigma M_A = 0$;

$$F_M \cdot a - F_r \cdot b - F_r \cdot (b + c) + F_{rB} \cdot (2b + c) = 0;$$

$$\text{Отсюда } F_{rB} = \frac{F_r \cdot (2b + c) - F_M \cdot a}{2b + c} = F_r - F_M \frac{a}{2b + c}.$$

Сумма моментов сил относительно опоры В $\Sigma M_B = 0$;

$$F_M \cdot (2b + c + a) - F_{rA} \cdot (2b + c) + F_r \cdot (b + c) + F_r \cdot b = 0;$$

$$\text{Отсюда } F_{rA} = \frac{F_r(2b + c) + F_M(2b + c + a)}{2b + c} = F_r + F_M \frac{2b + c + a}{2b + c}.$$

Расчёты показывают, что радиальная нагрузка на опору А больше нагрузки на опору В. Осевые нагрузки на узел барабана отсутствуют. Поэтому расчёт подшипников вала барабана проводим по нагрузке на опору А.

Эквивалентная радиальная динамическая нагрузка на опору А

$$P_{rA} = (X \cdot V \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}) K_{\sigma} \cdot K_T,$$

где X – коэффициент радиальной динамической нагрузки на подшипник. При отсутствии осевой нагрузки $X=1$;

V – коэффициент вращения кольца. При подвижном относительно нагрузки внутреннем кольце подшипника (что имеет место в нашем случае) $V=1$;

K_{σ} – коэффициент безопасности. При нагрузках, характерных для работы приводов ленточных конвейеров, $K_{\sigma} = 1,2$;

K_T – температурный коэффициент. При температуре узла до 100° $K_T = 1$.

С учётом принятых значений коэффициентов получаем $P_{rA} = F_{rA} \cdot 1,2$.

Ресурс принятых при предварительном проектировании подшипников, часов

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot (C_r / P_{rA})^3}{60 \cdot n}.$$

Здесь C_r – динамическая радиальная грузоподъёмность принятых подшипников, Н (см. прил. II);

P_{rA} – эквивалентная радиальная нагрузка на подшипник, Н;

n – частота вращения вала барабана, об/мин.

Если расчётный ресурс подшипника окажется меньше заданного, следует принять к исполнению подшипник более тяжёлой серии.

4.6 Конструирование отклоняющего барабана (ролика)

Отклоняющий барабан (ролик) применяется в приводе ленточного конвейера для увеличения угла обхвата лентой приводного барабана, что позволяет повысить силу трения между лентой и барабаном и, тем самым, увеличить передаваемое на ленту полезное тяговое усилие.

Конструировать узел ролика нужно на стадии проектирования привода, когда известны контуры и размеры его рамы. В месте предполагаемого расположения ролика к элементам рамы приваривают две пластины и определяют расстояние между серединами этих пластин L . В пластинах сделаны пазы, размеры которых соответствуют лыскам на концах оси ролика.

Конструктивно узел ролика может быть выполнен в разных вариациях (на рис. 18 представлен один из вариантов конструкции).

Обычно обод ролика выполняется из трубы. Диаметр ролика в зависимости от диаметра приводного барабана $D_p \geq 0,5 \cdot D$, ширина ролика b равна ширине приводного барабана. В трубе со стороны торцев выполняются проточки, в которые вставляются и привариваются к трубе диски, соединяющие обод ролика со ступицами, которые также привариваются к дискам. Для усиления осевой жёсткости ролика соединение ступиц с дисками усиливается рёбрами. В конструкции ролика применяются подшипники типа 180000. Левая опора ролика в представленной конструкции фиксированная, правая – плавающая. Если сделать обе опоры фиксированными, нужно будет точно выполнять расстояния между буртиками для подшипников на оси и в ступицах.

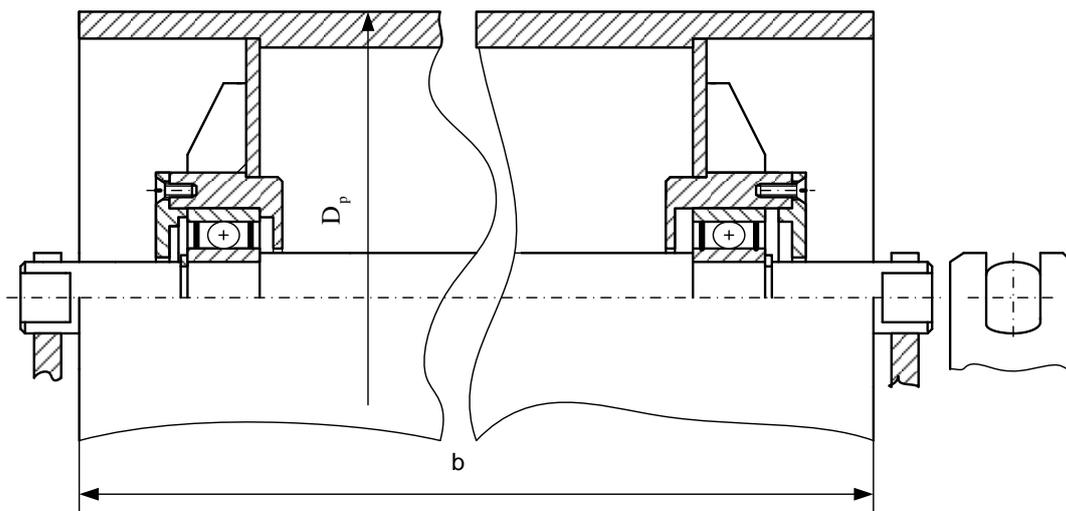


Рис. 18. Отклоняющий ролик

После эскизной проработки конструкции узла ролика определяется расстояние l между серединами подшипников и выполняется расчёт оси ролика на изгиб и расчёт подшипников на динамическую грузоподъёмность.

Усилие на ролик со стороны ленты

$$F_{\Sigma 1} = F_2 \sqrt{2(1 + \cos \alpha_1)} ,$$

где F_2 – натяжение ведомой ветви ленты (см. 4.1);

$\alpha_1 = 2 \cdot \pi - \alpha$ – угол обхвата лентой ролика;

$F_1 = F_{\Sigma 1} / 2$ – усилие на ось со стороны ленты.

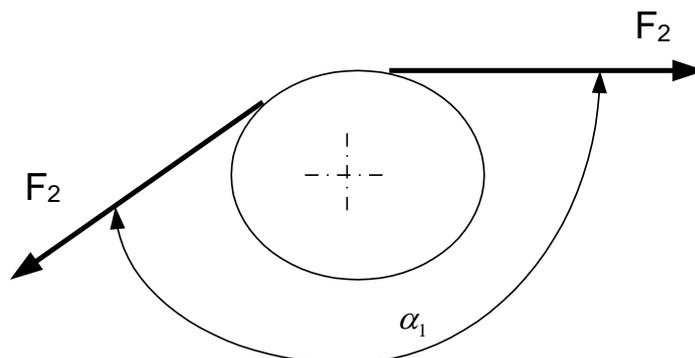


Схема нагружения оси ролика

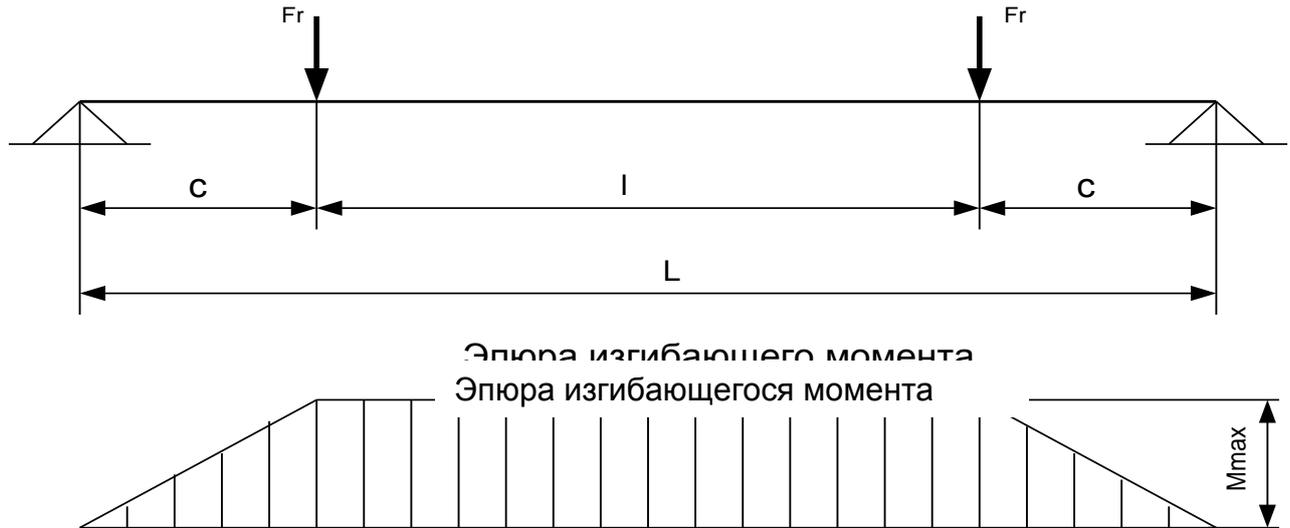


Рис. 19

Максимальное значение изгибающего момента в сечении оси (рис. 19), совпадающем с серединой подшипника: $M_{\max} = F_r \cdot c$, Н·мм.

Выбирается материал оси и его предел текучести σ_T , МПа, принимается запас прочности S и определяется допускаемое по изгибу напряжение

$\sigma_{\text{ир}} = \frac{\sigma_T}{S}$. Затем расчётом на изгиб определяется диаметр оси в опасном сече-

нии $d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1 \cdot \sigma_{\text{ир}}}}$. Полученное значение диаметра оси округляется до ближай-

шего большего (кратного пяти) значения и по нему выбирается подшипник. Диаметр оси между подшипниками принимается в соответствии с рекомендуемым диаметром заплечика для выбранного подшипника. Определяется ресурс выбранного подшипника и сравнением его с заданным ресурсом привода делается вывод о пригодности этого подшипника.

$$L_{10h} = \frac{10^5 (C_r / P_r)^3}{6 \cdot n_p}, \text{ ч.}$$

Здесь C_r – базовая динамическая радиальная грузоподъёмность подшипника, Н;

P_r – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка на подшипник, Н;

n_p – частота вращения ролика, об/мин.

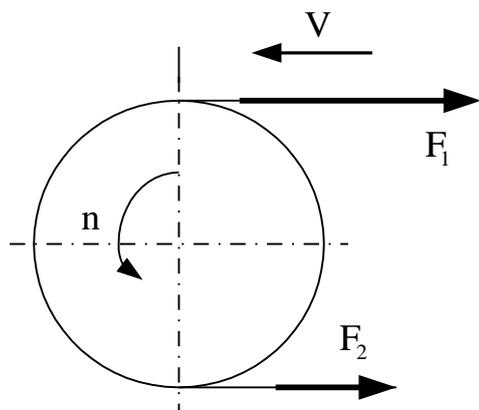
$$n_p = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot V_{\phi}}{\pi \cdot D_p},$$

где V_{ϕ} – фактическая скорость движения тяговой ленты, м/с.

Для подшипника, внутреннее кольцо которого неподвижно относительно нагрузки и температура работы привода не превышает 100° при $K_6 = 1,2$, $P_r = 1,2 \cdot F_r \cdot 1,2$.

5. КОНСТРУИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ОРГАНА ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА

5.1 Определение силы на вал тяговой звёздочки со стороны тяговой цепи



F_1 – натяжение ведущей ветви цепи, кН;

F_2 – натяжение ведомой ветви цепи, кН.

Суммарная сила на тяговую звёздочку со стороны цепи $F_{\Sigma} = F_1 + F_2$.

Натяжение ведомой ветви цепи принимается

$$F_2 = F_1 \cdot K,$$

где K – коэффициент пропорциональности (рекомендуемое значение $K = 0,1 - 0,2$).

С другой стороны, связь между натяжениями ветвей тяговой цепи определяется зависимостью $F_1 - F_2 = F_t$, где F_t – окружное усилие на звёздочке, кН (см. задание). В результате решения получаем

$$F_1 = \frac{F_t}{1-K}, \quad F_2 = \frac{F_t \cdot K}{1-K}.$$

Суммарная сила F_{Σ} прикладывается по середине длины ступицы звёздочки.

5.2 Выбор тяговой цепи

Тяговые пластинчатые цепи изготавливаются по ГОСТ 588–81 следующих типов:

- 1 – втулочные; 2 – роликовые;
- 3 – катковые с гладкими катками с подшипниками скольжения;
- 4 – катковые с ребрами на катках с подшипниками скольжения.

Цепи каждого типа изготавливают в трёх исполнениях:

- 1 – неразборная цепь со сплошными валиками (индекс М);
- 2 – разборная цепь со сплошными валиками (индекс М);
- 3 – неразборная цепь с полыми валиками (индекс МС).

В курсовых проектах чаще всего используются тяговые цепи 1-го или 2-го типа исполнения 1. Размеры этих цепей с разрушающими нагрузками, соответствующими исходным данным на курсовое проектирование, приведены в приложении V.

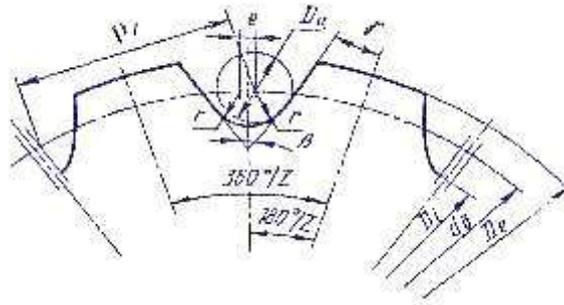
Тяговая цепь выбирается по разрушающей нагрузке и шагу по данным таблицы ПV.1. Шаг цепи указывается в задании на курсовое проектирование. Разрушающая нагрузка цепи определяется по формуле $F_{\text{раз}} = F_1 \cdot K_{\sigma}$,

где F_1 – натяжение ведущей ветви цепи, кН (см. пп. 5.1); K_{σ} – коэффициент безопасности. Рекомендуемые значения этого коэффициента $K_{\sigma} = 8 - 10$.

Табличное значение разрушающей нагрузки выбранной цепи должно быть не менее полученного расчётом значения.

Параметры тяговых цепей приведены в прил. V.

Расчёт и построение профиля зубьев звёздочек типа 2
(для тяговых цепей с геометрической характеристикой зацепления $\lambda > 2,2$)



Наименование параметров	Обозначение	Расчётная формула
Шаг цепи	p	по заданию
Диаметр элемента зацепления цепи: втулочной роликовой	$D_{\text{ц}}$	$D_{\text{ц}} = d_2$ $D_{\text{ц}} = d_3$
Геометрическая характеристика зацепления	λ	$\lambda = \frac{p}{D_{\text{ц}}}$
Шаг зубьев звёздочки	p_z	$p_z = p$
Число зубьев звёздочки	z	по заданию
Диаметр делительной окружности, мм	d_o	$d_o = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$
Диаметр наружной окружности	D_e	$D_e = p \left(K + K_z - \frac{0,31}{\lambda} \right)$
Коэффициент высоты зуба	K	при $D_{\text{ц}} \leq 80$ при $z = 5 - 10$ $K = 0,56$ при $z = 11 - 25$ $K = 0,46$
Коэффициент числа зубьев	K_z	$K_z = \text{ctg} \frac{180^\circ}{z}$
Диаметр окружности впадин	D_i	$D_i = d_o - D_{\text{ц}}$
Смещение дуг впадин	e	$e_{\text{min}} = 0,01 \cdot p$ $e_{\text{max}} = 0,05 \cdot p$
Радиус впадины зубьев	r	$r = 0,5 \cdot D_{\text{ц}}$
Половина угла заострения зуба	γ	$\gamma = 13 - 20^\circ$
Угол впадины зуба	β	$\beta = 2 \cdot \gamma + \frac{360^\circ}{z}$

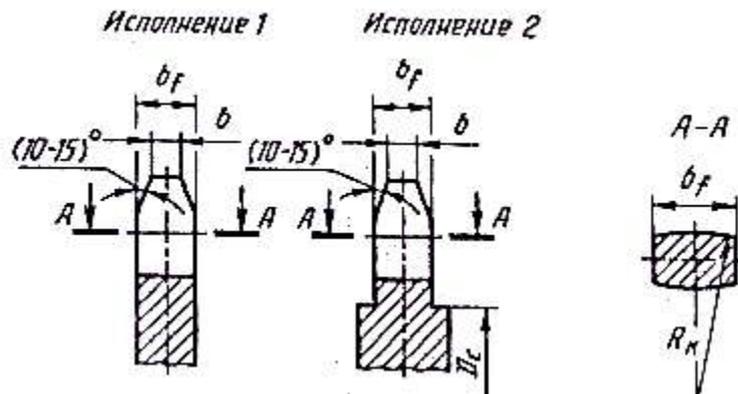
Центр дуги радиуса r располагается ниже линии делительной окружности, на расстоянии r от окружности впадин.

5.3 Конструирование тяговых звёздочек

Тяговая звёздочка имеет венец, посредством которого она сцепляется с тяговой цепью, и ступицу, которой она соединяется с валом. Конструирование тяговой звёздочки начинают с определения размеров венца. Затем выбирают конструкцию звёздочки и определяют остальные её размеры.

Профиль и размеры венца звёздочки определяются в зависимости от размеров тяговой цепи по ГОСТ 592 – 81 (см. табл. 18, 19). Долговечность привода цепного конвейера во многом зависит от износостойкости зубьев тяговой звёздочки. Рабочие поверхности зубьев тяговой звёздочки подвергаются износу при набегании на неё цепи. Поэтому следует делать звёздочки с наибольшей возможной твёрдостью рабочих поверхностей её зубьев.

Таблица 19



Наименование параметров	Обозначение	Расчётная зависимость
Шаг цепи	P	по заданию
Расстояние между внутренними пластинами	b_3	см. табл. ПV.1
Ширина пластины	h	
Ширина зуба звёздочки	b_f	$b_{f \max} = 0,90 \cdot b_3 - 1$ $b_{f \min} = 0,87 \cdot b_3 - 1,7$
Ширина вершины зуба: для цепи типа 1 для цепи типа 2	b	$b = 0,83 \cdot b_f$ $b = 0,75 \cdot b_f$
Диаметр венца	D_c	$D_c = p \cdot K_z - 1,3 \cdot h$
Радиус выпуклости	R_k	$R_k = \frac{28,65 \cdot b_3}{\varphi_c}$
Расчётный угол условного смещения звёздочек	φ_c	$\varphi_c = 3 \dots 10^\circ$

Тяговые звёздочки, как правило, имеют большой диаметр и малую толщину венца. Поэтому при выборе ее конструкции нужно учитывать возможность появления вибрации венца в осевом направлении.

При конструировании звёздочек, у которых венец выполняется заодно со ступицей (рис. 20 а), нужно венец выполнять исполнения 2 (см. табл. 19), а заготовку для них получать литьём из сталей 40Л и 45Л ГОСТ 977–75, т.к. штамповка весьма затруднительна.

Целесообразнее делать звёздочки составными, у которых венец изготавливают из листа и соединяют его со ступицей сваркой или болтами. Венец сварных звёздочек (рис. 20 б) изготавливают из низкоуглеродистых сталей 15 и 20 с цементацией венца на глубину 1,0–1,5 мм и закалкой до HRC_3 50–60.

При соединении венца со ступицей болтами (рис. 20 в) венец можно изготовить из среднеуглеродистых сталей 40 и 45 ГОСТ 1050-88 или легированных 40Х ГОСТ 4543-71 с поверхностной закалкой до твердости HRC_3 40–50. При этом ступица звёздочки может быть изготовлена литьём из серого чугуна, и при износе зубьев звёздочки заменяется только её венец.

Диаметр отверстия в ступице d определяется диаметром вала в месте посадки на него звёздочки, который должен быть немного больше диаметра заплечика для подшипника и желательно иметь значение, соответствующее ГОСТ 6636 – 69.

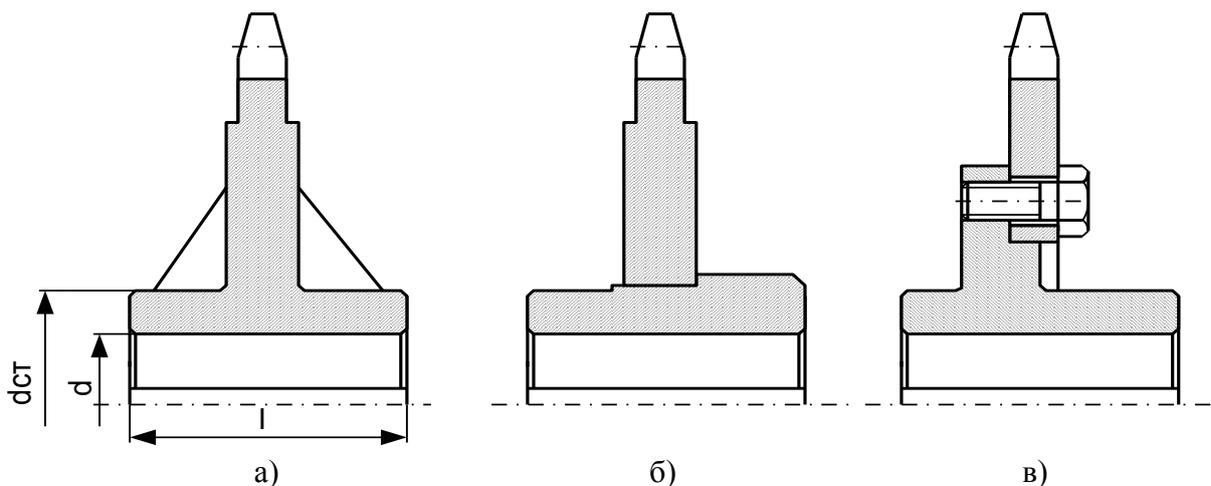


Рис. 20. Конструкции звёздочек

Диаметр ступицы $d_{ст} \approx 1,7 \cdot d$, длина ступицы l обуславливается длиной шпонки, которой соединяется звёздочка с валом.

5. 4 Проектирование предохранительного устройства

В приводе цепного конвейера, в отличие от ленточного, усилие со звёздочки на тяговую цепь передаётся зацеплением. Поэтому для предотвращения разрушения элементов привода при ударных перегрузках, вызванных рабочим процессом конвейера, в его кинематическую цепь встраивают предохранительное устройство. При ударных перегрузках предохранительное устройство

должно быть расположено по возможности ближе к органу, воспринимающему силу удара.

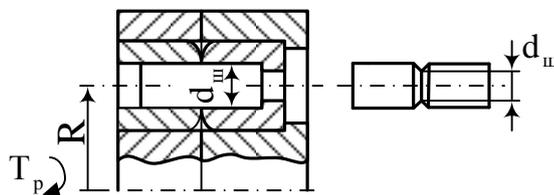
В приводах с одной тяговой звёздочкой это устройство монтируют в звёздочке, при двух тяговых звёздочках его устанавливают в муфте, соединяющей вал звёздочек с валом редуктора.

Предохранительное устройство может быть с разрушающимся элементом и без него. Предохранительные устройства без разрушающегося элемента (фрикционные) сложнее первых по конструкции и более требовательны в обслуживании.

Предохранительные устройства с разрушающимся элементом, в качестве которого используется штифт, применяются при редких перегрузках ударного действия.

Во избежание случайных срабатываний предохранительного устройства, при его расчёте за расчётный принимают момент $T_p = 1,25 \cdot T_{\max}$, где T_{\max} – максимальное значение передаваемого крутящего момента при нормальной работе конвейера, Н·м.

Штифты должны быть расположены в удобном для их замены месте. Их устанавливают во втулки из стали 40Х с твёрдостью 49,5 HRC₃. Штифты обычно выполняют из среднеуглеродистой стали в улучшенном, реже закалённом, состоянии. Применяют штифты гладкие или с проточкой в месте разрушения. Применение штифтов с проточкой повышает точность срабатывания, облегчает извлечение штифтов после срабатывания устройства.



Диаметр штифта в миллиметрах определяется расчётом на срез по формуле.

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^3 \cdot T_p \cdot K_H}{\pi \cdot R \cdot m \cdot \tau_{\text{вср}}}}$$

Здесь R – радиус расположения штифтов, мм;

m – число штифтов;

$\tau_{\text{вср}}$ – предел прочности материала штифта при срезе, МПа: $\tau_{\text{вср}} = c \cdot \sigma_{\text{в}}$,

где $\sigma_{\text{в}}$ – временное сопротивление при растяжении материала штифта, МПа;

c – коэффициент пропорциональности: $c = 0,7-0,8$ – для гладких штифтов, $c = 0,9-1,0$ – для штифтов с проточкой;

K_H – коэффициент распределения нагрузки между штифтами.

При одном штифте точность срабатывания устройства выше, но при этом действующее на штифт усилие передаётся на вал и подшипники. При несколь-

ких штифтах эти силы взаимно компенсируются. Поэтому принимают $m = 2$ или 3. При $m = 1$ $K_H = 1$, при $m = 2$ $K_H = 1,2$, при $m = 3$ $K_H = 1,3$.

Полученное расчётом на срез значение диаметра штифта с проточкой (до третьего знака после запятой) проставляется на чертеже штифта. Значение диаметра гладкого штифта округляется до ближайшего целого значения $d_{ш}^1$ и определяется новое значение радиуса расположения штифтов R^1 с точностью до третьего знака после запятой по формуле

$$R^1 = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot T_p \cdot K_H}{\pi \cdot (d_{ш}^1)^2 \cdot m \cdot \tau_{вср}},$$

которое проставляется на чертеже устройства.

Примеры конструктивных решений предохранительных устройств приведены в прил. VI. Рекомендуемые размеры элементов предохранительных устройств приведены в табл. ПVI.1.

5.5 Расчёт валов тяговых звёздочек на статическую прочность

Принимается при расчёте валов и подшипников, что суммарная сила натяжения набегающей и сбегающей ветвей тяговой цепи F_{Σ} (см. пп. 5.1) передаётся на вал через ступицы звёздочки в виде сил F_{Σ} , векторы которых прикладываются по середине длины ступиц звёздочек. Крутящий момент на вал передаётся с вала редуктора через муфту и прикладывается в среднем сечении длины конца вала. В этом же сечении прикладывается сила F_M , обусловленная возможным смещением валов звёздочки (звёздочек) и редуктора при монтаже. Плоскость действия этой силы определяется плоскостью смещения валов, положение которой можно установить только при монтаже. Поэтому при расчёте вала и подшипников принимается наиболее опасное для этих элементов положение плоскости действия вектора этой силы, совпадающее с плоскостью действия сил F_{Σ} .

При расчёте вала на статическую прочность принимается направление сил F_{Σ} и F_M таким, чтобы изгибающие вал моменты от этих сил совпадали по своему воздействию на вал (рис. 21, 22).

Анализ расчётных схем валов по рисункам 21 и 22 показывает, что опасными по прочности будут их сечения I и II.

Для вала с установленными на нём двумя тяговыми звёздочками изгибающие моменты в сечении II от сил F_{Σ} $M_1 = F_{\Sigma} \cdot b$;

$$\text{от силы } F_M \quad M_3 = F_M \frac{a \cdot (b + c)}{2 \cdot b + c}.$$

Для вала с установленной на нём одной тяговой звёздочки изгибающие моменты в сечении II от силы F_{Σ} $M_1 = \frac{F_{\Sigma}}{2} \cdot b$; от силы F_M $M_3 = F_M \frac{a}{2}$.

В сечениях I обоих валов изгибающие моменты от силы F_M $M_2 = F_M \cdot a$.

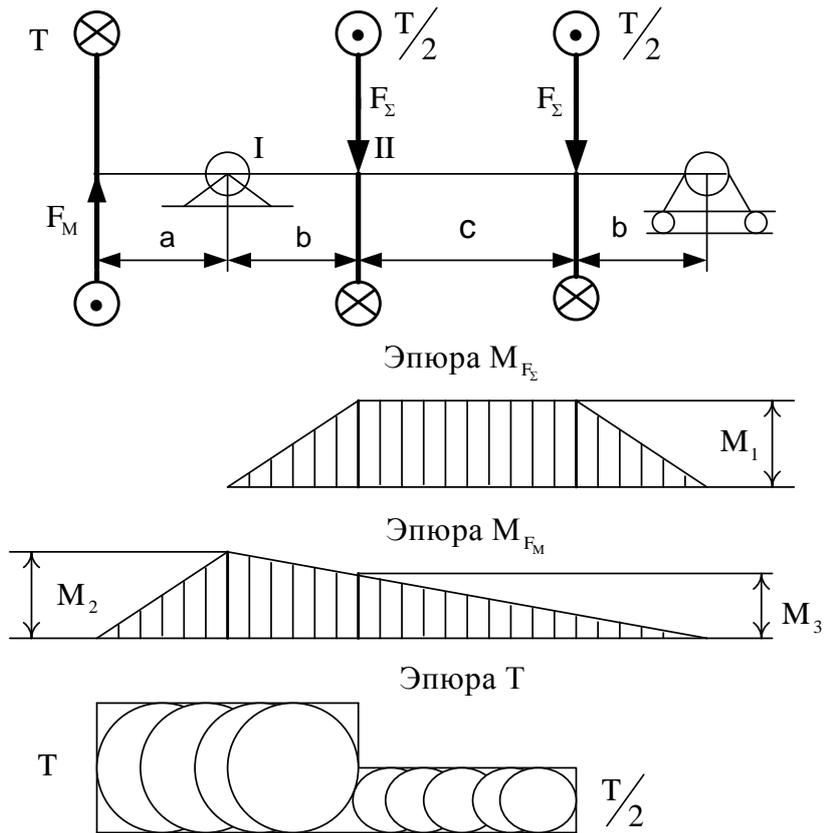


Рис. 21. Расчётная схема вала с двумя тяговыми звёздочками

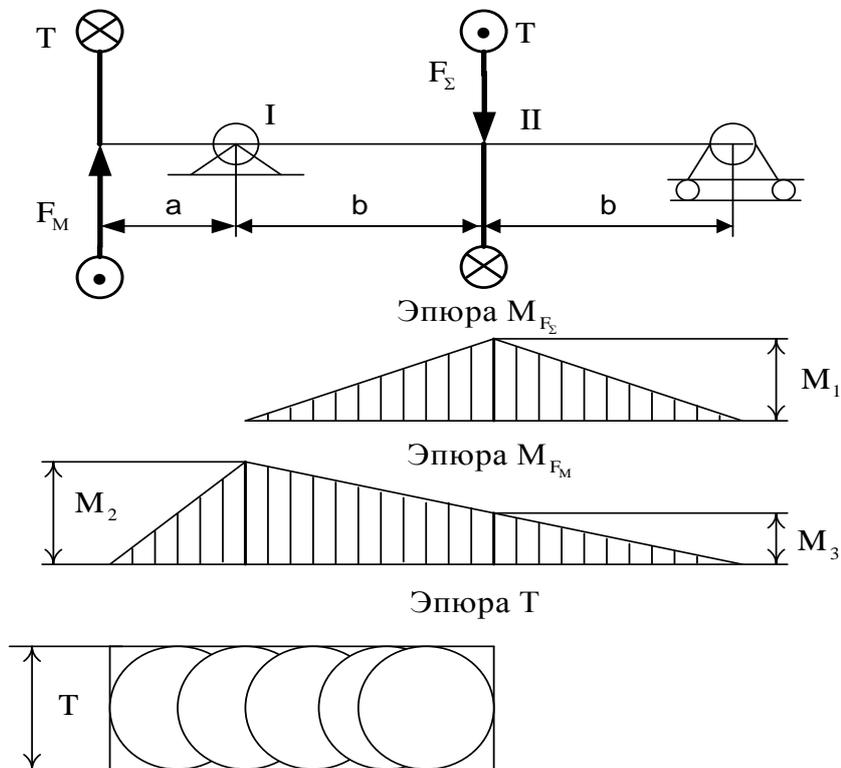


Рис. 22. Расчётная схема вала с одной тяговой звёздочкой

Суммарные изгибающие моменты: в сечении I $M_I = M_2$;

в сечении II $M_{II} = M_1 + M_3$.

Эквивалентные изгибающие моменты в этих сечениях по 3-й теории прочности: $M_{EI} = \sqrt{M_I^2 + T^2}$; $M_{EII} = \sqrt{M_{II}^2 + T^2}$.

Расчётный диаметр валов в этих сечениях, мм:

$$d_I \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{EI}}{0,1 \cdot \sigma_{EPI}}}; \quad d_{II} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{EII}}{0,1 \cdot \sigma_{EPII}}}$$

Кроме отмеченных сечений вала следует проверить прочность вала в сечении III, в котором он имеет наименьшее значение диаметра (см. рис. 16).

В этом сечении суммарный изгибающий момент $M_{III} = F_M \cdot e$.

Эквивалентный изгибающий момент $M_{EIII} = \sqrt{M_{III}^2 + T^2}$ и расчётный диаметр вала в этом сечении

$$d_{III} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{EIII}}{0,1 \cdot \sigma_{EPIII}}}$$

где $M_{EI}, M_{EII}, M_{EIII}$ – эквивалентные изгибающие моменты, Н·м;

$\sigma_{EPI}, \sigma_{EPII}, \sigma_{EPIII}$ – допускаемые напряжения для материала вала, МПа (см. табл. 17).

Если принятые при эскизном проектировании диаметры вала в отмеченных сечениях меньше полученных расчётом, следует выбрать для изготовления вала более прочный материал или увеличить диаметры сечений вала.

5.6 Расчёт подшипников вала тяговых звёздочек по динамической грузоподъёмности

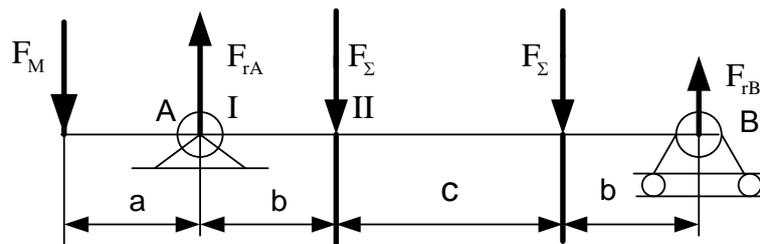


Рис. 23. Расчётная схема для вала с двумя тяговыми звёздочками

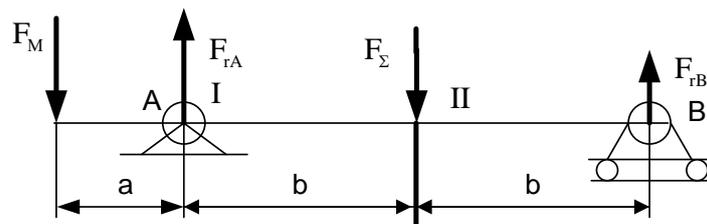


Рис. 24. Расчётная схема для вала с одной тяговой звёздочкой

Для определения радиальных реакций опор вала составляем условия равновесия. Сумма моментов сил относительно опоры А $\Sigma M_A = 0$.

$$\text{Для схемы по рисунку 23 } F_M \cdot a - F_\Sigma \cdot b - F_\Sigma \cdot (b + c) + F_{rB} \cdot (2b + c) = 0.$$

$$\text{Отсюда } F_{rB} = \frac{F_\Sigma \cdot (2b + c) - F_M \cdot a}{2b + c} = F_\Sigma - F_M \frac{a}{2b + c}.$$

$$\text{Для схемы по рисунку 24 } F_M \cdot a - F_\Sigma \cdot b + F_{rB} \cdot 2b = 0.$$

$$\text{Отсюда } F_{rB} = \frac{F_\Sigma \cdot b - F_M \cdot a}{2b} = \frac{F_\Sigma}{2} - \frac{F_M \cdot a}{2b}.$$

Сумма моментов сил относительно опоры В $\Sigma M_B = 0$.

$$\text{Для схемы по рисунку 23 } F_M \cdot (2b + c + a) - F_{rA} \cdot (2b + c) + F_\Sigma \cdot (b + c) + F_\Sigma \cdot b = 0.$$

$$\text{Отсюда } F_{rA} = \frac{F_\Sigma (2b + c) + F_M (2b + c + a)}{2b + c} = F_\Sigma + F_M \frac{2b + c + a}{2b + c}.$$

$$\text{Для схемы по рисунку 24 } F_M \cdot (2b + a) - F_{rA} \cdot 2b + F_\Sigma \cdot b = 0.$$

$$\text{Отсюда } F_{rA} = \frac{F_M \cdot (2b + a) + F_\Sigma \cdot b}{2b} = \frac{F_\Sigma}{2} + \frac{F_M \cdot (2b + a)}{2b}.$$

Расчёты показывают, что радиальная нагрузка на опору А больше нагрузки на опору В. Осевые нагрузки на узел тяговых звёздочек отсутствуют. Поэтому расчёт подшипников вала тяговых звёздочек проводим по радиальной нагрузке на опору А.

Эквивалентная радиальная динамическая нагрузка на опору А

$$P_{rA} = (X \cdot V \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}) K_\sigma \cdot K_T,$$

где X – коэффициент радиальной динамической нагрузки на подшипник. При отсутствии осевой нагрузки $X = 1$;

V – коэффициент вращения кольца. При подвижном относительно нагрузки внутреннем кольце подшипника (что имеет место в рассматриваемом случае) $V = 1$;

K_σ – коэффициент безопасности. При нагрузках, характерных для работы приводов цепных конвейеров: $K_\sigma = 1,3$;

K_T – температурный коэффициент. При температуре узла до 100° $K_T = 1$.

С учётом принятых значений коэффициентов получаем $P_{rA} = F_{rA} \cdot 1,3$.

Ресурс принятых при предварительном проектировании подшипников в часах

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot (C_r / P_{rA})^3}{60 \cdot n}.$$

Здесь C_r – динамическая радиальная грузоподъёмность принятых подшипников, Н;

P_{rA} – эквивалентная радиальная нагрузка на подшипник, Н;

n – частота вращения вала тяговых звёздочек, об/мин.

Если расчётный ресурс подшипника окажется меньше заданного, следует принять к исполнению подшипник более тяжёлой серии.

6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Начинают эту работу с определения размеров шпонки для участка вала, через который к валу подводится крутящий момент (конец вала). Делается это одинаково для всех типов приводов конвейеров. На этом участке вала рекомендуется использовать высокую призматическую шпонку по ГОСТ 10748-79 исполнения 3.

Из второй части таблицы 20 в соответствии с диаметром конца вала следует выбрать размеры сечения шпонки $b \times h$ и глубину паза вала t_1 . Длину шпонки l выбрать из таблицы 21 в соответствии с длиной конца вала и проверить шпоночное соединение на смятие боковых поверхностей шпонки и паза

$$\text{штулки по зависимости } \sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq \sigma_{\text{смр}},$$

где T – крутящий момент, подводимый к валу рабочего органа конвейера, Н·м;

d – диаметр конца вала, мм;

$l_p = l - 0,5 \cdot b$ – рабочая длина шпонки, мм;

$\sigma_{\text{смр}}$ – допускаемое напряжение по смятию, МПа.

Для шпоночных соединений общего машиностроения рекомендуется принимать допускаемое напряжение по смятию в пределах 60–90 МПа.

При отрицательном результате расчёта по смятию следует заменить короткий конец вала на длинный и подобрать расчётом необходимую длину

шпонки $l \geq \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot \sigma_{\text{смр}}} + \frac{b}{2}$, округлив полученную величину до стандартно-

го значения по таблице 21.

Расчёт шпоночного соединения барабана и тяговой звёздочки с валом для приводов типа I и II выполняется одинаково. По условию технологичности конструкции сохраняется принятая для конца вала ширина сечения шпонки b .

В связи с тем, что диаметр вала в этих сечениях больше диаметра конца вала, а крутящий момент сохраняет своё числовое значение, имеет смысл применить в этих сопряжениях шпонку по ГОСТ 23360–78 исполнения 1. Опреде-

лить потребную длину шпонки по зависимости $l \geq \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d_1 \cdot (h - t_1) \cdot \sigma_{\text{смр}}} + b$ и округ-

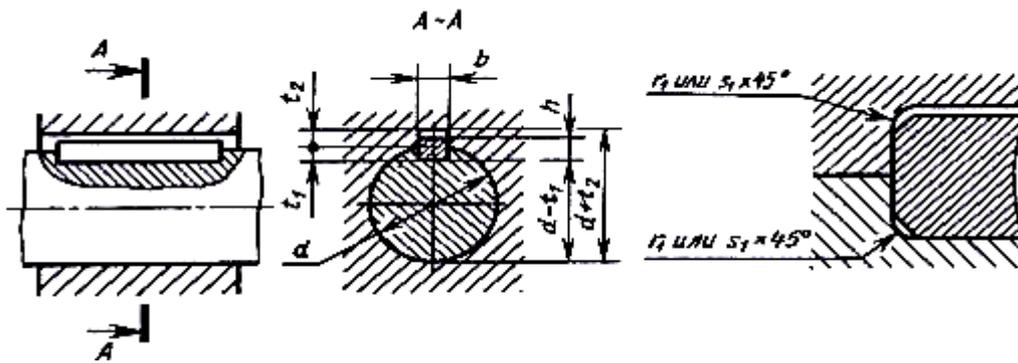
лить эту величину до стандартного значения.

Здесь d_1 – диаметр вала в рассчитываемом сечении, мм;

h и t_1 – высота шпонки и глубина паза вала принятого исполнения шпонки, мм.

Расчёт шпоночного соединения тяговой звёздочки с валом для приводов типа III отличается от предыдущего только тем, что числовое значение крутящего момента в рассчитываемом соединении в два раза меньше подводимого к валу момента.

Размеры сечений шпонок и пазов вала и втулки, мм



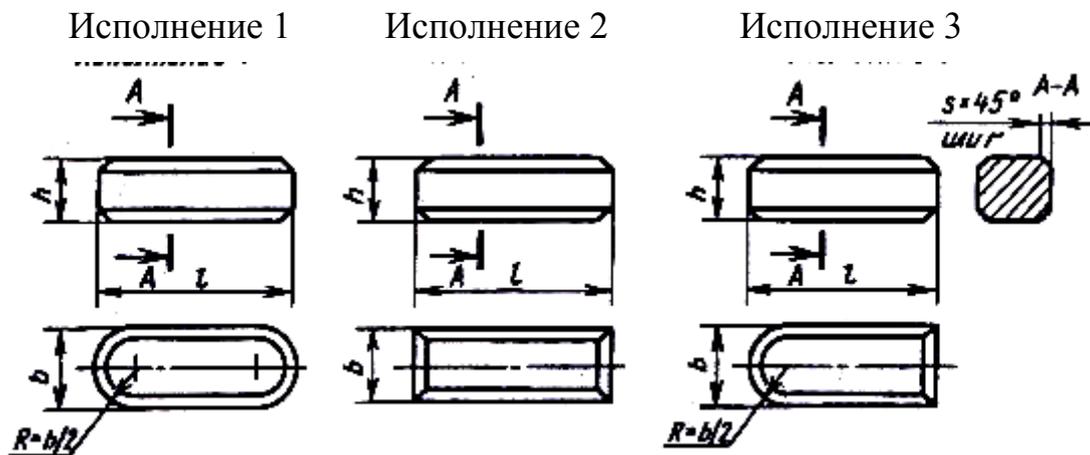
ГОСТ 23360–78

Диаметр вала d	Сечение шпонки b × h	Глубина шпоночного паза				Радиус скругления r или фаска s × 45°	
		вала t ₁		втулки t ₂		не более	не менее
		номин.	пред. откл.	номин.	пред. откл.		
Св. 22 до 30	8 × 7	4,0	+0,2 0	3,3	+0,2 0	0,25	0,16
Св.30 до 38	10 × 8	5,0		3,3			
Св.38 до 44	12 × 8	5,0		3,3			
Св.44 до 50	14 × 9	5,5		3,8			
Св.50 до 58	16 × 10	6,0		4,3			
Св.58 до 65	18 × 11	7,0		4,4			
Св.65 до 75	20 × 12	7,5		4,9			
Св. 75 до 85	22 × 14	9,0		5,4			
Св. 85 до 95	24 × 14	9,0		5,4			
Св.95 до 110	28 × 16	10,0		6,4			
Св.110 до 130	32 × 18	11,0	7,4	0,60	0,40		

ГОСТ 10748–79

Диаметр вала d	Сечение шпонки b × h	Глубина шпоночного паза				Радиус скругления r или фаска s × 45°	
		Вала t ₁		Втулки t ₂		не более	не менее
		номин.	пред. откл.	номин.	пред. откл.		
Св.30 до 38	10 × 9	5,5	+0,2 0 +0,3 0	3,8	+0,2 0 +0,3 0	0,40	0,25
Св.38 до 44	12 × 11	7,0		4,4			
Св.44 до 50	14 × 12	7,5		4,9			
Св.50 до 58	16 × 14	9,0		5,4			
Св.58 до 65	18 × 16	10,0		6,4			
Св.65 до 75	20 × 18	11,0		7,4			
Св. 75 до 85	22 × 20	12,0		8,4		0,60	0,40
Св. 85 до 95	25 × 22	13,0		9,4			
Св.95 до 110	28 × 25	15,0		10,4			
Св.110 до 130	32 × 28	17,0		11,4			

Призматические шпонки (по ГОСТ 23360–78)
и призматические высокие шпонки (по ГОСТ 10748–79)



b(h9)	8	10	12	14	16	18	20	22
h(h11)	7	8(9)	8(11)	9(12)	10(14)	11(16)	12(18)	14(20)
S или r	0,25–0,40	0,40–0,60				0,60–0,80		
l (h14)	18–90	22–110	28–140	36–160	45–180	50–200	56–220	63–250

b(h9)	25	28	32
h(h11)	14(22)	16(25)	18(28)
S или r	0,60–0,80		
l (h14)	70–280	80–320	90–360

Размер l в указанных пределах брать из ряда:
18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63;
70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200;
220; 250; 280; 320; 360 мм.

В скобках размеры h для шпонок по ГОСТ 10748–79.

В шпоночных соединениях применяются следующие виды сопряжений по ширине шпонки и паза: свободное, нормальное и плотное.

Вид сопряжения	Допуск паза	
	вала	втулки
Свободное	H9	D10
Нормальное	N9	JS9
Плотное	P9	

Допускаются для ширины пазов вала и втулки любые сочетания полей допусков, указанных в таблице.

7. ВЫБОР МУФТЫ ДЛЯ СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ РЕДУКТОРА И ДВИГАТЕЛЯ

Вал электродвигателя при отсутствии ременной передачи соединяется с входным (быстроходным) валом редуктора упругой компенсирующей муфтой. Кроме компенсации неточностей взаимного расположения соединяемых валов эти муфты способны смягчать толчки нагрузки и предотвращать опасные колебания.

Могут применяться втулочно-пальцевые муфты ГОСТ 21424–93, муфты с торообразной оболочкой ГОСТ Р 50892–96, муфты с резиновой звёздочкой ГОСТ Р 50894 – 96 (прил. VII).

Муфта выбирается по крутящему моменту, развиваемому двигателем при работе привода T_d , с учётом диаметров конца быстроходного вала редуктора и вала двигателя по соотношениям $T_M \geq T_d$; $d_M = d_1$; $d_M = d_d$.

Здесь d_M – диаметр отверстия в полумуфте;

d_d – диаметр вала двигателя;

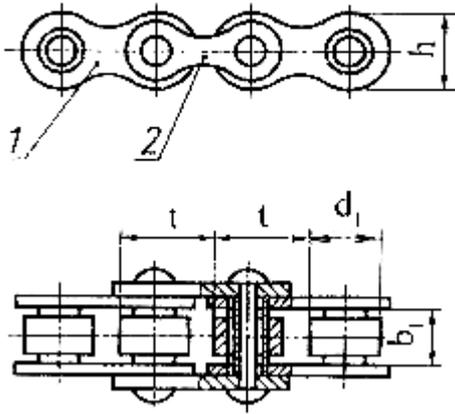
d_1 – диаметр конца быстроходного вала редуктора;

T_M – номинальный крутящий момент муфты.

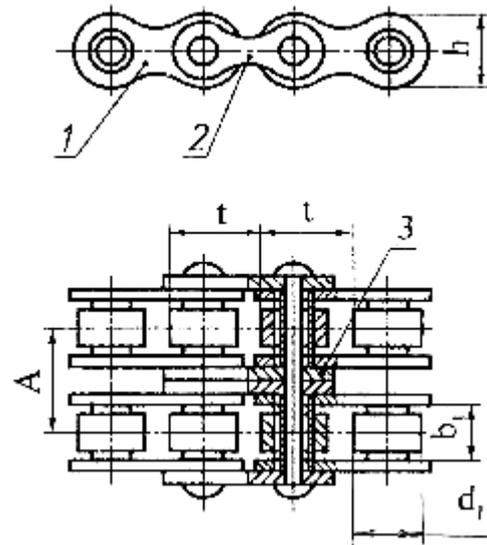
Для приводов по схеме рисунков 1а, в $T_d = \frac{T_p}{U_p \cdot \eta_p \cdot \eta_M}$.

В пояснительной записке нужно привести эскиз выбранной муфты с указанием её технической характеристики и размеров.

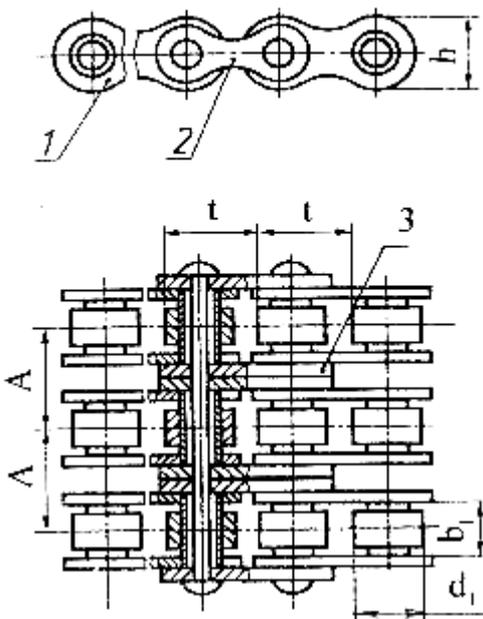
Цепи приводные роликовые (ГОСТ 13568–97)



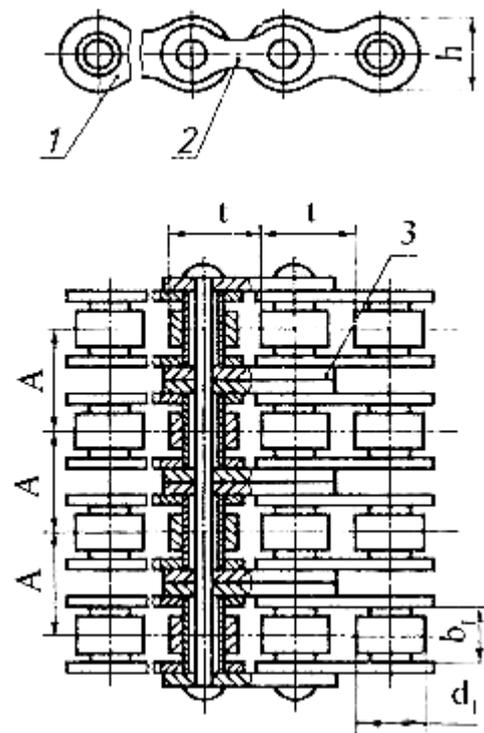
Цепь типа ПР



Цепь типа 2ПР



Цепь типа 3ПР



Цепь типа 4ПР

1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – промежуточная пластина

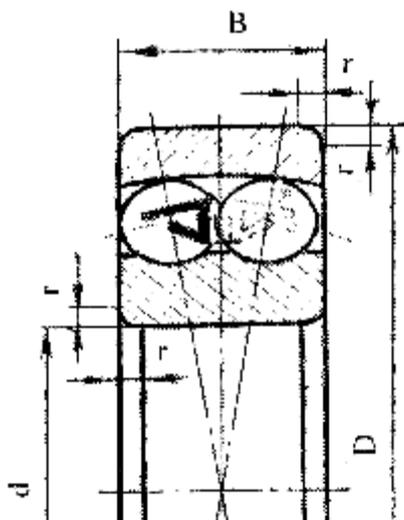
Таблица П.1

Типоразмер цепи	t	b_1 , не менее	d_1	h, не более	A	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи, кг
ПР – 15,875-23-1	15,875	6,48	10,16	14,8	-	23,0	0,80
ПР – 15,875-23		9,65			-		1,00
2ПР–15,875-45,4					16,59	45,4	1,9
3ПР–15,875-68,1						68,1	2,8
ПР – 19,05 -31,8	19,05	12,70	11,91	18,08	-	31,8	1,90
2ПР– 19,05 - 64					22,78	64,0	2,90
3ПР – 19,05 - 96						96,0	4,30
4ПР – 19,05 -128						128	5,75
ПР – 25,4 - 60	25,4	15,88	15,88	24,20	-	60,0	2,60
2ПР 25,4 – 114					29,29	114,0	5,0
3ПР – 25,4 -171						171,0	7,5
4ПР 25,4 -228						228	10,9
ПР -31,75 -89	31,75	19,05	19,05	30,20	-	89,0	3,80
2ПР 31,75- 177					35,76	177,0	7,30
3ПР-31,75 -265,5						265,5	11,0
4ПР -31,75 -355						355	14,70
ПР- 38,1 – 127	38,1	25,40	22,23	36,20	-	127,0	5,50
2ПР -38,1 – 254					45,44	254,0	11,0
3ПР – 38,1-381						381,0	16,5
4ПР -38,1- 508						508	22,0
ПР – 44,45-172,4	44,45	25,40	25,40	42,24	-	172,4	7,50
2ПР -44,45-344					48,87	344,8	14,40
3ПР – 44,45-517,2						517,2	21,70
ПР – 50,8 – 227	50,8	31,75	28,58	48,30	-	227	9,70
2ПР – 50,8 – 453,6					58,55	453,6	19,10
3ПР – 50,8 - 680,4						680,4	28,30
4ПР – 50,8 – 900						900	38,0
ПР – 63,5 - 354	63,5	38,10	39,68	60,40	-	354,0	16,0

Размеры указаны в миллиметрах.

Таблица ПШ.1

Основные параметры радиальных сферических двухрядных шарикоподшипников (ГОСТ 28428 – 90)



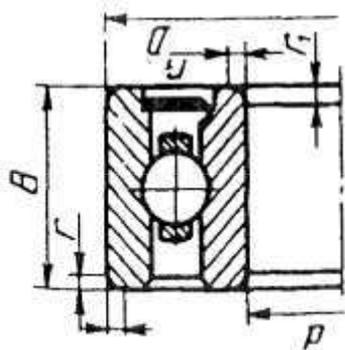
Обозначение подшипника	d	D	B	r	C, Н	C ₀ , Н	Шарики	
							D _T , мм	Z
Лёгкая серия диаметров								
1206	30	62	16	1,5	15600	5800	7,94	14
1207	35	72	17	2,0	15900	6600	7,94	16
1208	40	80	18		19000	8550	8,73	17
1209	45	85	19	2,5	21600	9600	9,53	16
1210	50	90	20		22900	10800	9,53	18
1211	55	100	21		26500	13300	10,32	19
1212	60	110	22	3,0	30200	15500	11,11	19
1213	65	120	23		31200	17200	11,11	21
1214	70	125	24	3,0	34500	18700	11,90	20
1215	75	130	25		39000	21500	12,70	20
1216	80	140	26		39700	23500	12,70	22
1217	85	150	28		48800	28500	14,29	21
Лёгкая широкая серия диаметров								
1506	30	62	20	1,5	15300	5700	7,94	14
1507	35	72	23	2,0	21600	8200	9,53	14
1508	40	80	23		22500	9450	9,53	16
1509	45	85	23		23400	10700	9,53	18

Обозначение подшипника	d	D	B	r	С, Н	С ₀ , Н	Шарики	
							D _T , мм	Z
	мм							
1510	50	90	23	2,0	23400	11500	9,53	19
1515	75	130	31		26500	13400	13,49	20
1516	80	140	33	2,5	33800	16600	14,29	20
1517	85	150	36	3,0	43600	21600	15,88	19
Средняя серия диаметров								
1306	30	72	19	2,0	21200	7700	9,53	13
1307	35	80	21		25100	9800	10,32	14
1308	40	90	23	2,5	29600	12200	11,11	15
1309	45	100	25		37700	15900	12,70	15
1310	50	110	27	3,0	43600	17500	14,29	13
1311	55	120	29		50700	22500	15,08	15
1312	60	130	31		57200	26500	15,88	16
1313	65	140	33	3,5	61800	29500	16,67	16
1314	70	150	35		74100	35500	18,26	16
Средняя широкая серия диаметров								
1606	30	72	27	2,0	31200	10000	11,91	11
1607	35	80	31		39700	12900	13,49	11
1608	40	90	33	2,5	44900	15700	14,29	12
1609	45	100	36		54000	19400	15,88	12
1610	50	110	40		63700	23600	17,46	12
1611	55	120	43	3,0	76100	28000	19,05	12
1612	60	130	46		87100	33000	20,64	12
1613	65	140	48	3,5	95600	38500	21,43	13
1614	70	150	51		111000	44500	23,02	13

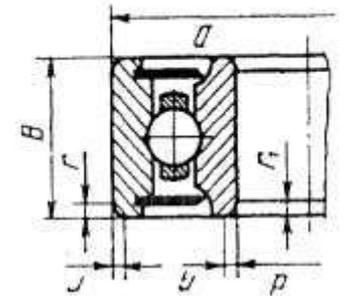
Таблица ПШ.2

Основные параметры шариковых радиальных однорядных подшипников с уплотнением (ГОСТ 8882–75)
 Серия диаметров 2 и 5, серия ширин 0

Тип 160000



Тип 180000



Обозначение подшипников серий диаметров 2 и 5 для типов	160000		180000		В для серий диаметров	r	r ₁	C, H	C ₀ , H	C, H	C ₀ , H				
	d	D	мм									серия 2		серия 5	
			2	5								серия 2	серия 5		
160200	160500	180200	180500	10	30	9	1,0	0,5	5900	2650	5900	2650			
160201	160501	180201	180501	12	32	10	1,0	0,5	6890	3110	6890	3110			
160202	160502	180202	180502	15	35	11	1,0	0,5	7800	3550	7800	3550			
160203	160503	180203	180503	17	40	12	1,0	1,0	9560	4500	9560	4500			
160204	160504	180204	180504	20	47	14	1,5	1,5	12700	6200	12700	6200			
160205	160505	180205	180505	25	52	15	1,5	1,5	14000	6950	14000	6950			
160208	160508	180208	180508	40	80	18	2,0	2,0	32000	17800	32000	17800			

Пример обозначения однорядного радиального шарикового с одним уплотнением подшипника серии диаметров 2

c d = 25 мм, D = 52 мм, B = 15 мм:

Подшипник 160205 ГОСТ 8882 – 75

Таблица ПIII.1

Корпуса типов УМ и ШМ для подшипников качения

Обозначение корпуса	Подшипник		Исполнение корпуса
	обозначение типа	конструкция и размеры	
УМ 80 – УМ 150 ГОСТ 13218.3–80	1200, 1300, 1500	по ГОСТ 28428-90	1 или 2
	3500	по ГОСТ 5721-75	2
ШМ 47 – ШМ 72 ГОСТ 13218.1–80	1200,1300,1500	по ГОСТ 28428-90	1 или 2
ШМ 80 – – ШМ 150 ГОСТ 13218.1–80	1600	по ГОСТ 28428–90	2
	3600	по ГОСТ 5721-75	

УМ – неразъёмные узкие корпуса; ШМ – неразъёмные широкие корпуса со сквозными отверстиями для подшипников.

Исполнение 1 – корпуса с выемкой длиной l в опоре, используемые для установки на необработанные поверхности при любом направлении радиальной нагрузки или для установки на обработанные поверхности при направлении радиальной нагрузки предпочтительно от опоры;

Исполнение 2 – корпуса без выемки длиной l в опоре, используемые для установки на обработанные поверхности при направлении радиальной нагрузки предпочтительно к опоре.

РАЗМЕРЫ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСОВ

1. Ширину фланцев h_ϕ , толщину стенки S и толщину ребра S_1 (рис. ПIII.2) определяют по таблице ПIII.2.

Таблица ПIII.2

Обозначение корпуса	h_ϕ	S	S_1
ШМ 47 и ШМ 52	$\frac{L_1 - D}{2}$	$0,5 h_\phi$	$0,8 S = 0,4 h_\phi$
ШМ 62 – ШМ 100, УМ 80 – УМ 100			
ШМ 110 – ШМ 150			
УМ 110 – УМ 150			

2. Радиусы закруглений r_2, r_3, r_4, r_5 (рис. ПIII.2) определяют по формулам:

$$r_2 = 0,25 \cdot S_1; r_3 = 0,3 \cdot S_1; r_4 = 0,3 \cdot S; r_5 = 0,5 \cdot S.$$

3. Радиусы закруглений r_6, r_7, r_8 (рис. ПШ.2) и r_9 (рис. ПШ.1) определяют по формулам:

$$r_6 = (0,8 - 1,0) \cdot d_3; \quad r_7 = r_3 + S_1; \quad r_8 = r_4 + S; \quad r_9 = d_1,$$

где d_1 – диаметр болта или шпильки для крепления торцевой крышки.

4. Размер l_1 (рис. ПШ.3) определяют по формуле $l_1 = (1,10 - 1,25)d_3$.

5. Размер пояса S_2 (рис. ПШ.2) – по таблице ПШ.3.

Таблица ПШ.3

Диаметр D, мм	47–52	62–90	100–150
S_2 , мм	3	4	5

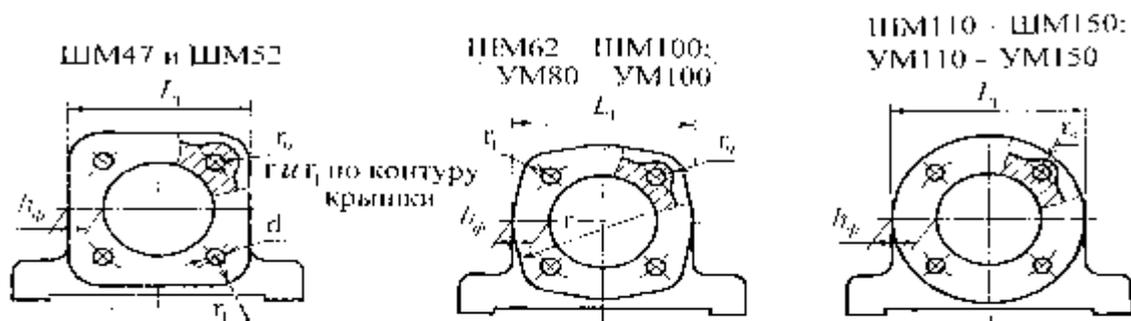


Рис. ПШ. 1. Конструктивные размеры корпусов

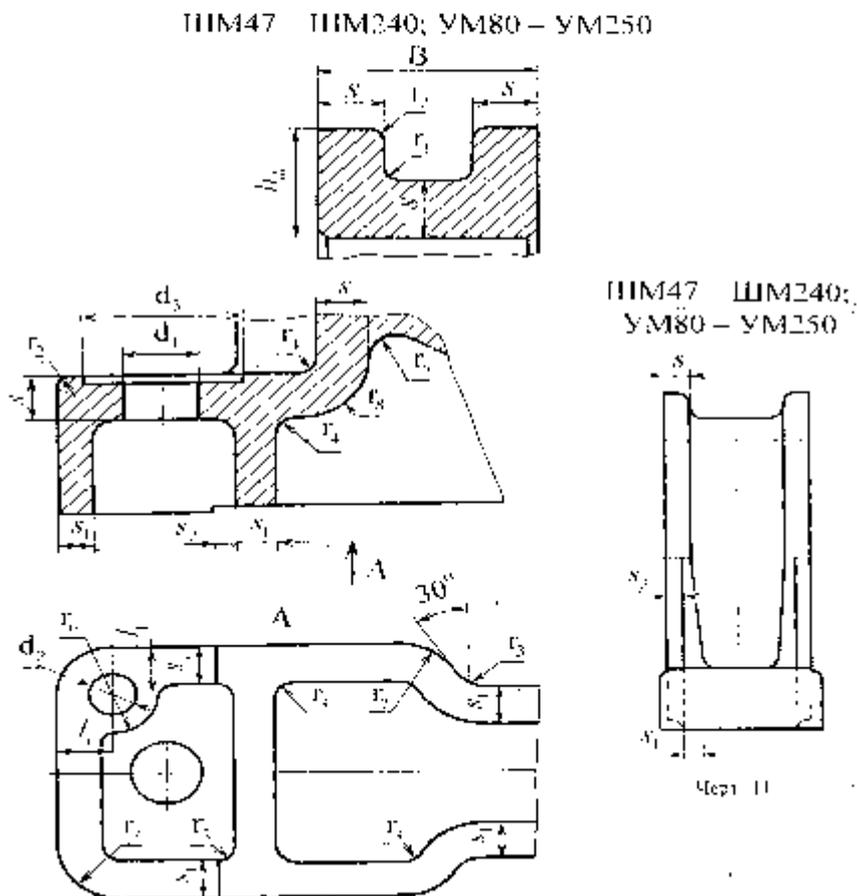
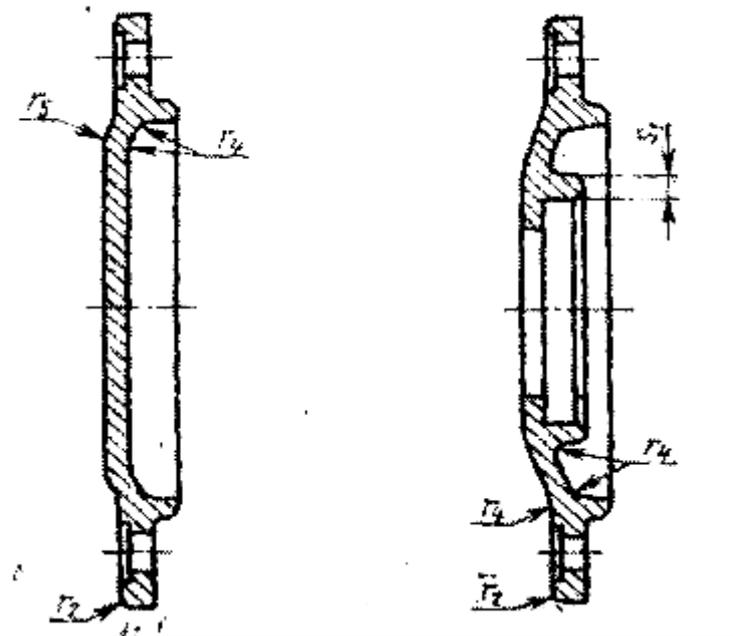


Рис. ПШ. 2. Размеры стенок, ребер жесткости и дна корпусов

Дополнительные элементы крышек



Толщина $S_1 = 0,8 \cdot S$.

Литейные радиусы $r_2 = 0,25 \cdot S$; $r_3 = 0,8 \cdot S$; $r_4 = 0,3 \cdot S$; $r_5 = r_4 + S$.

При определении дополнительных размеров крышек по ГОСТ 13219.5–81 – ГОСТ 13219.10–81 в расчётные зависимости вместо значений S следует подставлять значения $0,8 \cdot h_1$.

Крышки торцовые подшипниковых корпусов выполняют в соответствии с данными приведённой таблицы.

Тип крышки	Диапазон диаметра, D, мм	ГОСТ
Глухие низкие	47 – 100	13219.1 – 81
	110 – 400	13219.2 – 81
Глухие высокие	47 – 100	13219.3 – 81
	110 – 400	13219.4 – 81
С манжетным уплотнением низкие	47 – 100	13219.5 – 81
	110 – 400	13219.6 – 81
С манжетным уплотнением средние	47 – 100	13219.7 – 81
	110 – 400	13219.8 – 81
С манжетным уплотнением высокие	47 – 100	13219.9 – 81
	110 – 400	13219.10 – 81

Таблица ПШ.4

Корпуса подшипников качения УМ 80 – УМ 150 (рис. ПШ.4)

Обозначение корпуса	D	D ₁	d	Δ	d ₁	d ₂	d ₃	A	B	B ₁	L	L ₁ =D ₂	l	H	H ₁	h	r	r ₁
УМ 80	80	100		0,10				135			180	110	110	113,0	58			
УМ 85	85	105	9		13		26	140	35	42	185	115	116	120,5	63	19	75	11,0
УМ 90	90	110						150	38		195	125	128	130,5	68	22	80	12,0
УМ 100	100	120	11			8		165	40		215	135	142	139,5	72	24	85	12,5
УМ 110	110	130						185	45	48	235	155	164	157,5	80	26		
УМ 120	120	145		0,12	17		32	210			260	175	194	179,5	92	32		
УМ 125	125	150	13					220	48		270	180		188,0		34		
УМ 130	130	155						225	50	54	280	185	204	190,5	98			
УМ 140	140	165			22	10	40	235	52		295	195	206	199,5	102	35		
УМ 150	150	180						255	55	58	315	210	230	215,0	110	40		

Размеры указаны в миллиметрах.

Предельные отклонения размеров: D по Н7; A ± 0,2; H₁ ± 0,05.

Пример условного обозначения корпуса УМ, исполнения 1, D = 90 мм:

Корпус УМ 90 ГОСТ 13218.3–80.

То же, исполнения 2:

Корпус УМ 90 – 2 ГОСТ 13218.3–80.

Для $D=110-150$ мм

Для $D=80-100$ мм

400
√(√)

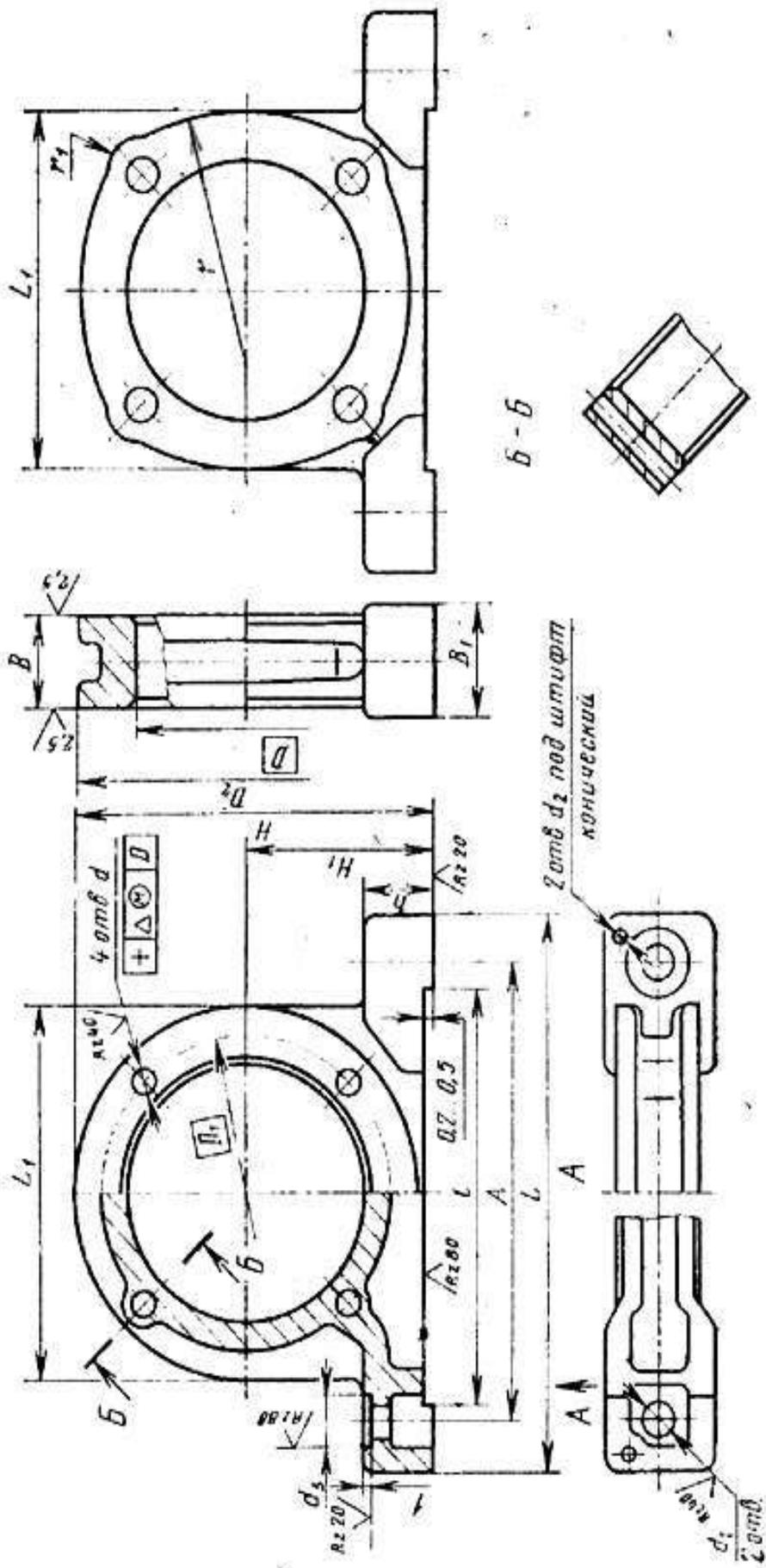


Рис. ПШ.4. Корпуса УМ подшипников качения

Корпуса подшипников качения ШМ 47 – ШМ 150 (рис. ПШ.5)

Обозначение корпуса	D	D ₁	d	Δ	d ₁	d ₂	d ₃	A	B	B ₁	L	L ₁ = D ₂	l	H	H ₁	h	r	r ₁
ШМ 47	47	63				4		85	32	26	115	65	65	68,5	36	15		10,5
ШМ 52	52	70			11	5	20	90	34	28	125	72	72	76,0	40	16		
ШМ 62	62	80	9	0,10			24	110	35	40	145	85	98	90,5	48	17	70	
ШМ 72	72	90			13	6	26	125	40	42	160	98	110	101,0	52	18		11,0
ШМ 80	80	100						140	45		175	110	124	113,0	58	20	75	
ШМ 90	90	110			15		30	155	48	46	190	125	144	130,5	68	22	80	12,0
ШМ 100	100	120	11					165	52		210	135	148	139,5	72	25	85	12,5
ШМ 110	110	130			17	8	32	180	55	52	225	155	164	157,5	80	28		
ШМ 120	120	145		0,12				195	58	48	245	175	175	179,5	92	30		
ШМ 130	130	155	13					210	65	62	260	185	196	190,5	98			
ШМ 140	140	165				10	40	235	68		285	195	216	199,5	102	34		
ШМ 150	150	180			22			250	70	66	305	210	228	215,0	110	40		

Размеры указаны в миллиметрах.

Предельные отклонения размеров: D по Н7; A ± 0,2; H₁ ± 0,05.

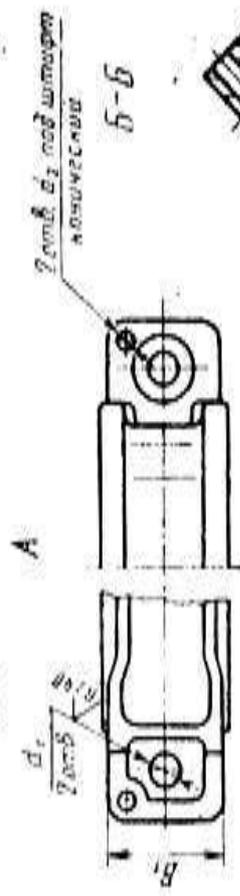
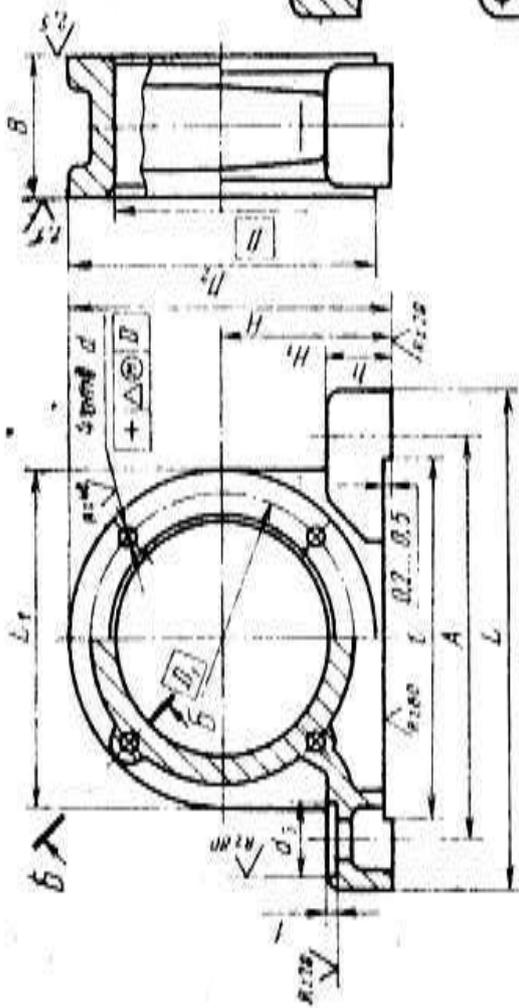
Пример условного обозначения корпуса ШМ, исполнения 1, D = 90 мм:

Корпус ШМ 90 ГОСТ 13218.1 – 80.

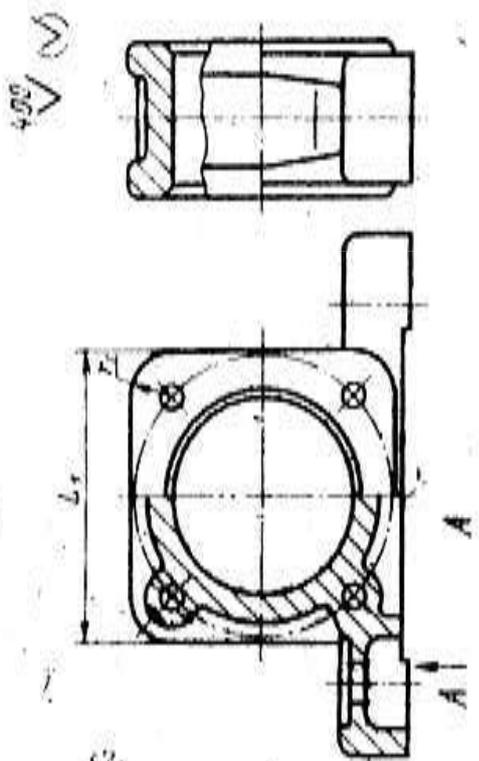
То же, исполнения 2:

Корпус ШМ 90 – 2 ГОСТ 13218.1 – 80.

Для $D=110-150$ мм



Для $D=47-52$ мм



Для $D=62-100$ мм

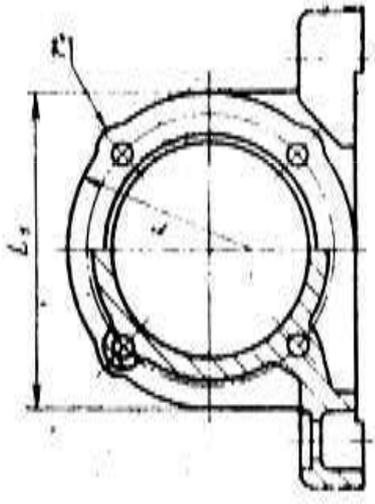


Рис. ПШ.5. Корпуса ШМ подшипников качения

Таблица ПШ.6

Крышки торцевые глухие низкие ГН (рис. ПШ.6) и высокие ГВ (рис. ПШ.7)

Обозначение крышки	D	D ₁	D ₂	D ₃	D	d ₁	H	h	h ₁	h ₂	l	s	r	r ₁
ГВ 47, ГН 47	47	63	41	65			16			6	11		–	10,5
ГВ 52, ГН 52	52	70	45	72			17			7	12			
ГВ 62, ГН 62	62	80	55	85			18			8	13		70	
ГВ 72, ГН 72	72	90	65	98	–	9	19	4	6	9	(8)	5		11,0
ГВ 80, ГН 80	80	100	72	110			20			10	14		75	
ГВ 85, ГН 85	85	105	78	115			22			12	15			
ГВ 90, ГН 90	90	110	80	125			26			14	20		80	12,0
ГВ 100, ГН 100	100	120	90	135		11	27	5	7	15	(10)	6	85	12,5
ГВ 110, ГН 110	110	130	100	155						16	22			
ГВ 120, ГН 120	120	145	110	175			(17)			15	(3)			
ГВ 125, ГН 125	125	150	116	180						20	(7)		–	–
ГВ 130, ГН 130	130	155	118	185		13	(21)	6	9	19	(14)	7		
ГВ 140, ГН 140	140	165	128	195						21	(6)			
ГВ 150, ГН 150	150	180	138	210						22	30			

Размеры указаны в миллиметрах.

Размеры в скобках относятся к низким крышкам.

Предельные отклонения размера D по h9.

Примеры условного обозначения:

низкой глухой торцевой крышки диаметром D = 80 мм Крышка ГН 80 ГОСТ 13219.1–81
 низкой глухой торцевой крышки диаметром D = 120 мм Крышка ГН 120 ГОСТ 13219.2–81
 высокой глухой торцевой крышки диаметром D = 80 мм Крышка ГВ 80 ГОСТ 13219.3–81
 высокой глухой торцевой крышки диаметром D = 120 мм Крышка ГВ 120 ГОСТ 13219.4–81

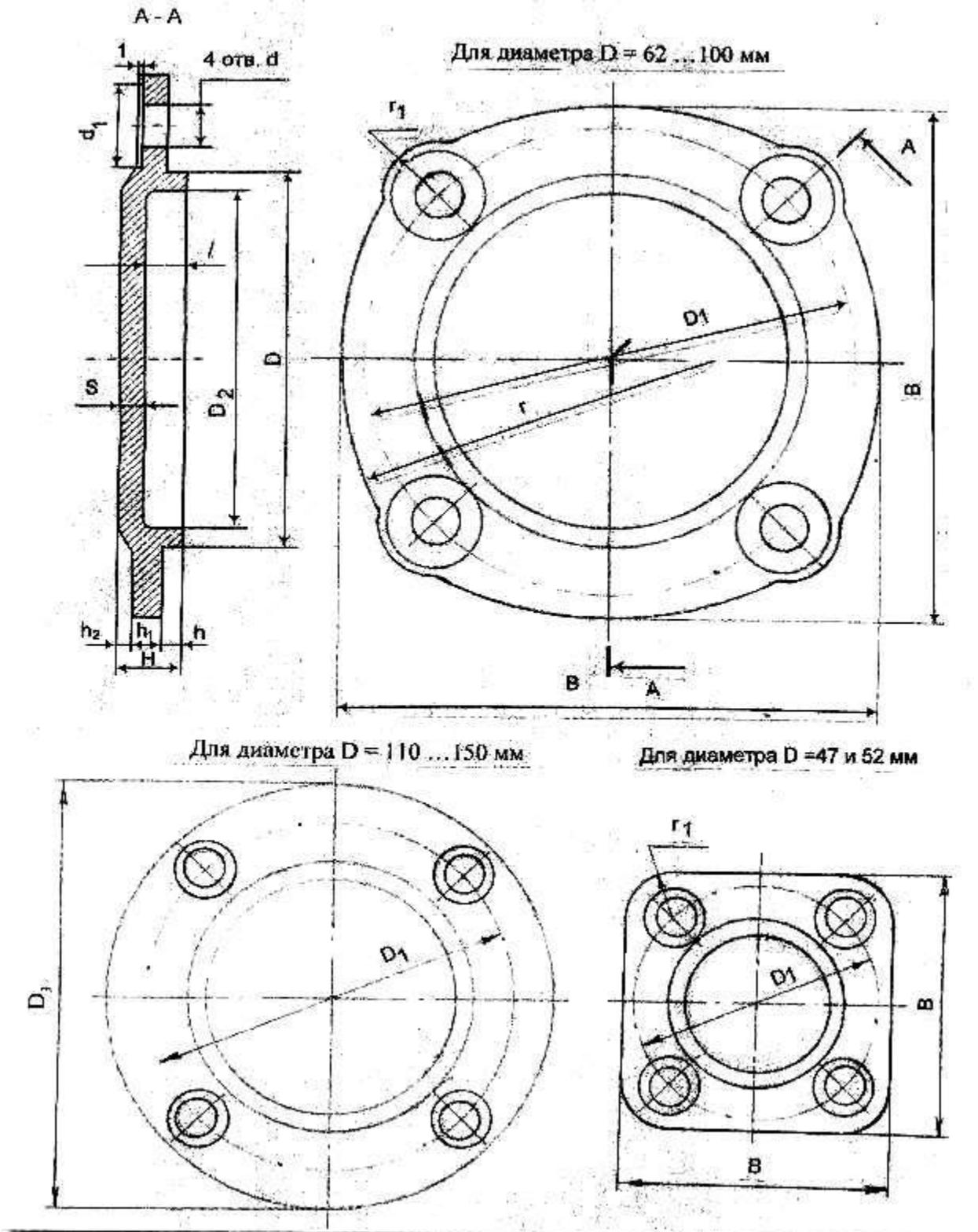


Рис. ПШ.6. Крышки торцовые глухие низкие

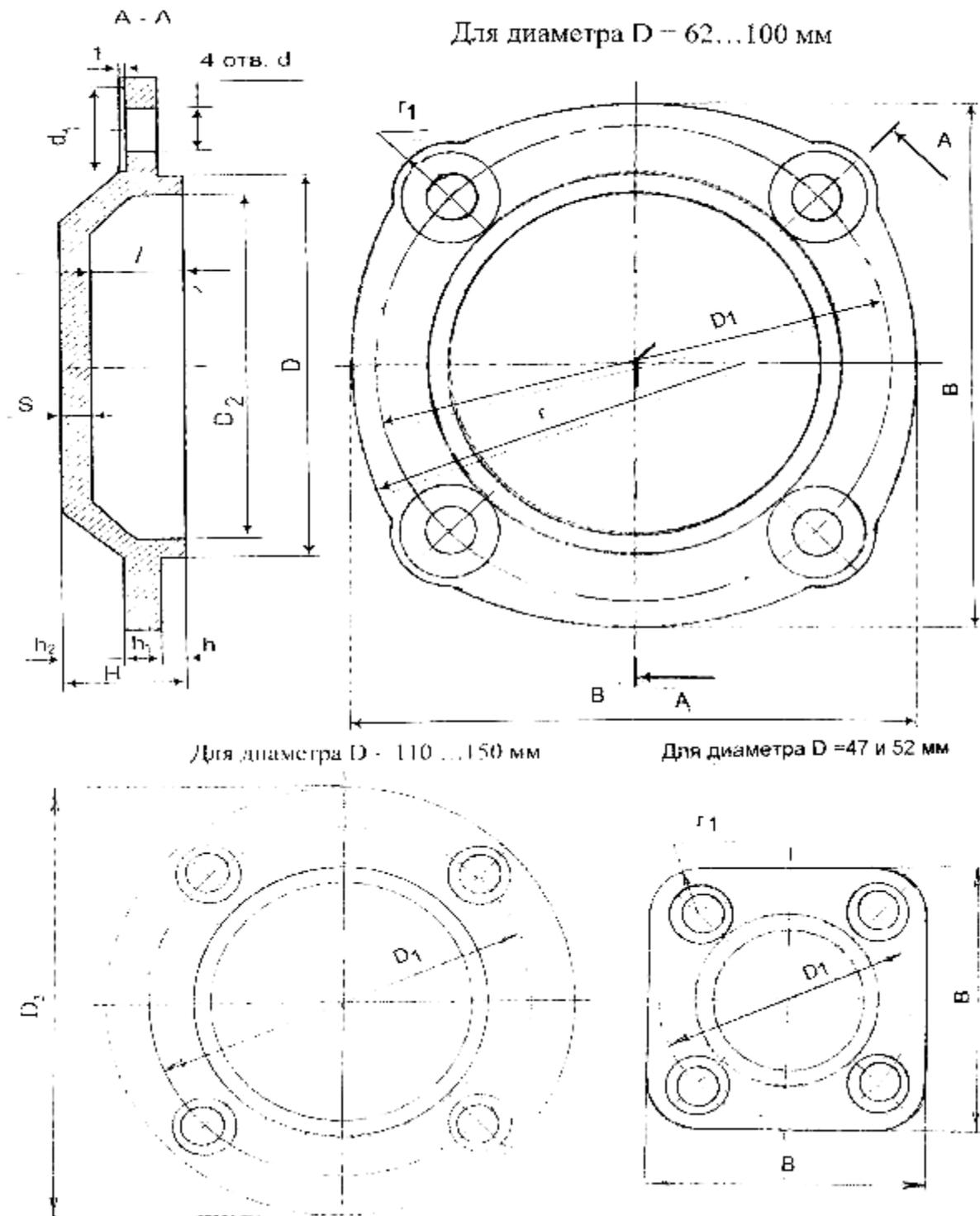


Рис. ПШ.7. Крышки торцовые глухие высокие

Крышки торцовые с манжетным уплотнением низкие (рис. ПШ.8, 9)

Обозначение крышки	D	Диаметр вала или втулки $d_{ном}$	d	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	d ₁	d ₂	B	b	H	h	h ₁	h ₂	r	r ₁	l	s
МН 47×24	47	24	25	63	40					65							10,5		
МН 62×32	62	32	33	80	52					85					70				
МН 72×38	72	38	39	90	58			9	18	98			4	6	7		11,0		
МН 72×45		45	46		65						110	17				75			
МН 80×45	80			100															
МН 80×50		50	51		70					125					5	80	12,0		
МН 90×50	90			110															
МН 100×55	100	55	56	120	80			11	20	135	13,6		5	7	9	85	12,5		
МН 100×65		65	66		90														
МН 110×60	110	60	62	130	85	100	155					21							18
МН 110×75		75	77		100														
МН 120×65	120	65	67	145	90	110	175												
МН 120×80		80	82		105										8				
МН 130×75	130	75	77	155	100	118	185							9					
МН 140×80	140	80	82	165	105	128	195		24				6					3	
МН 140×95		95	97		120										7				19
МН 150×85	150	85	87	180	110	138	210												
МН 150×100		100	102		125														

Размеры указаны в миллиметрах.

Предельные отклонения размеров: D по h9; d по H12; D₂ по H9.

Таблица ПШ.8

Крышки торцовые с манжетным уплотнением средние (рис. ПШ.8, 9)

Обозначение крышки	D	Диаметр вала или втулки $d_{ном}$	d	D_1	D_2	D_3	D_4	d_1	d_2	B	b	H	h	h_1	h_2	s	l	r	r_1
МС 47×17	47	17	18	63	32	41				65	11,0	15			5	12	3		
МС 52×17	52			70		45				72									10,5
МС 52×20		20	21		40														
МС 62×20	62			80		55				85								70	
МС 62×25		25	26		42														
МС 72×25	72			90		65		9	18	98	15,0	19	4	6	9	15	4		11,0
МС 72×30		30	31		52														
МС 80×30	80			100		72				110									
МС 80×35		35	36		58														
МС 85×40	85			105		78				115									
МС 90×35	90			110		80				125		20			8	16			80
МС 90×45		45	46		65							24			12		9		
МС 100×40	100			120		90		11	20	135	20,0	24			9				
МС 100×50		50	51		70						17,0	21			9	15	6		85
МС 110×45	110			130		100					22,0	29			14		11		
МС 110×55		55	57		80							20			8	15	5		
МС 120×50	120			145		110					16,0	20	5		15	18	9		
МС 120×60		60	62		85						22,6	27			9	16	7		
МС 125×70	125			150		116					18,0	23			13		8		
МС 130×55	130			155		118					21,6	27							
МС130×65		65	67		90			13	24						10	19	6		
МС 140×60	140			165		128					18,6	25			16				
МС 140×70		70	72		95						25,6	31			10				
МС 150×75	150			180		138					18,6	25	6		16				
		75	77		100						25,6	31			16				
					100														
					210														

Размеры указаны в миллиметрах.

Таблица ПШ.9

Крышки торцовые с манжетным уплотнением высокие (рис. ПШ.8, 9)

Обозначение крышки	D	Диаметр вала или втулки d _{ном}	d	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	d ₁	d ₂	B	b	H	h	h ₁	h ₂	s	l	r	r ₁
МВ 47×17	47	17	18	63	32	41				65	18,0	22			12	12	10		
МВ 52×17	52			70		45				72	22,0								10,5
МВ 52×20		20	21		40							26	4	6	16		11		
МВ 62×20	62			80		55				85	23,0	27			17		12	70	
МВ 62×25		25	26		42			9	18										
МВ 72×25	72			90		65				98		28			18		13		11,0
МВ 72×30		30	31		52		-				24,0	28			19		14		
МВ 80×30	80			100		72				110		29							
МВ 80×35		35	36		58						25,0								
МВ 85×40	85			105	60	78				115		30							
МВ 90×35	90			110	58	80				125		31,0			18	16		80	12,0
МВ 90×45		45	46		65							35			23		20		
МВ100×40	100			120	60	90		11	20	135	28,0	32			20	15	17	85	12,5
МВ100×50		50	51		70						34,0	38			26		23		
МВ110×45	110			130	65	100					28,0	32	5	7	20	18	17		
МВ110×55		55	57		80						35,6	40			28	18	22		
МВ120×50	120			145	70	110					32,6	38			24		19		
МВ120×60		60	62		85						35,6	41			27		22		
МВ 125×70	125			150	95	116					33,6	39			25		20		
МВ 130×55	130			155	80	118					32,6	38			23	19	19		
МВ130×65		65	67		90			13	24	-	40,6	46		9	31		27		-
МВ 140×60	140			165	85	128					33,6	39		6	24		20		
МВ 140×70		70	72		95						42,6	48			33		29		
МВ 150×75	150			180	100	138					43,6	49			34		30		

Размеры указаны в миллиметрах.

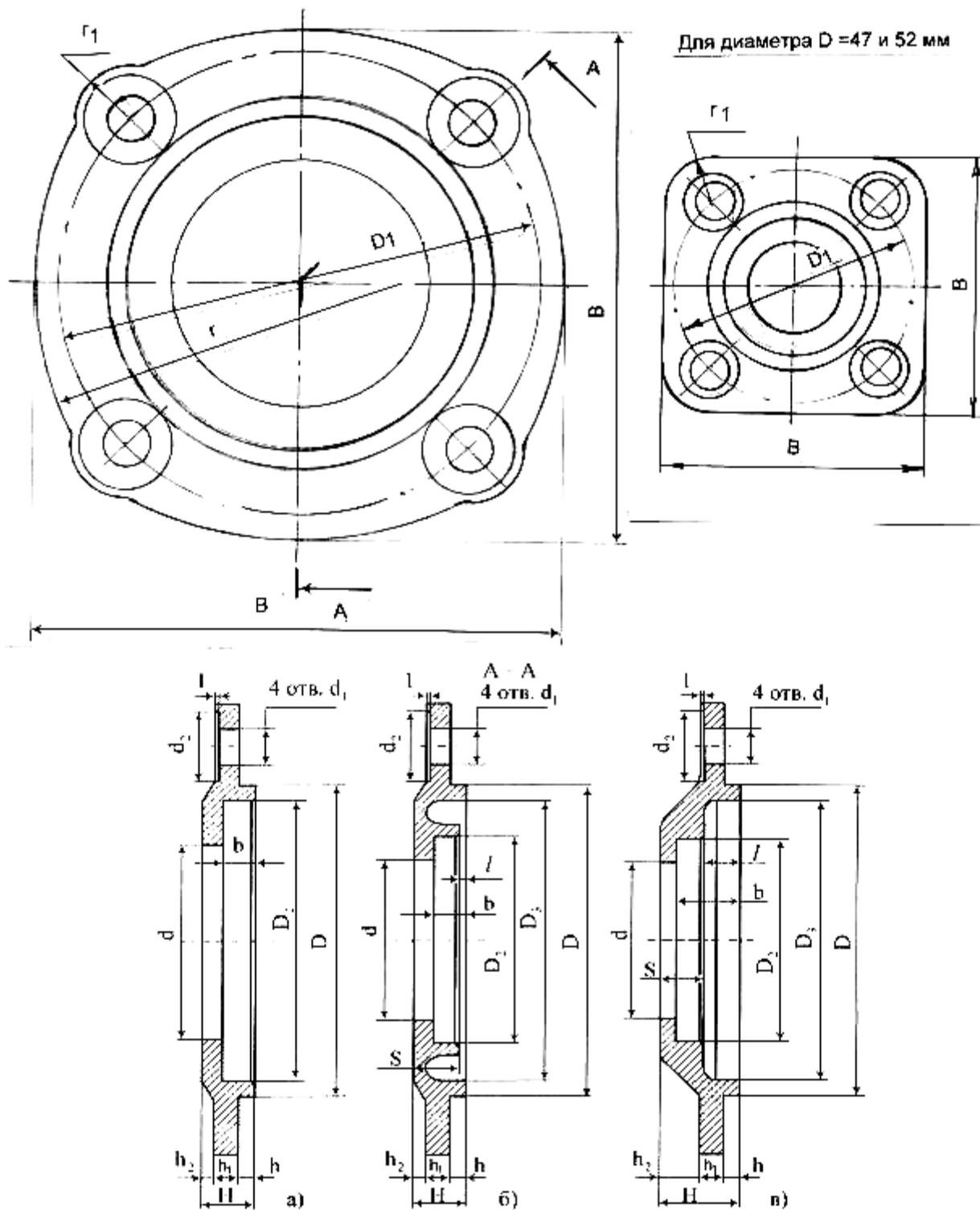


Рис. ПШ.8. Крышки торцовые с манжетным уплотнением для диаметра $D = 47 \dots 100$ мм:
а) низкие; б) средние; в) высокие

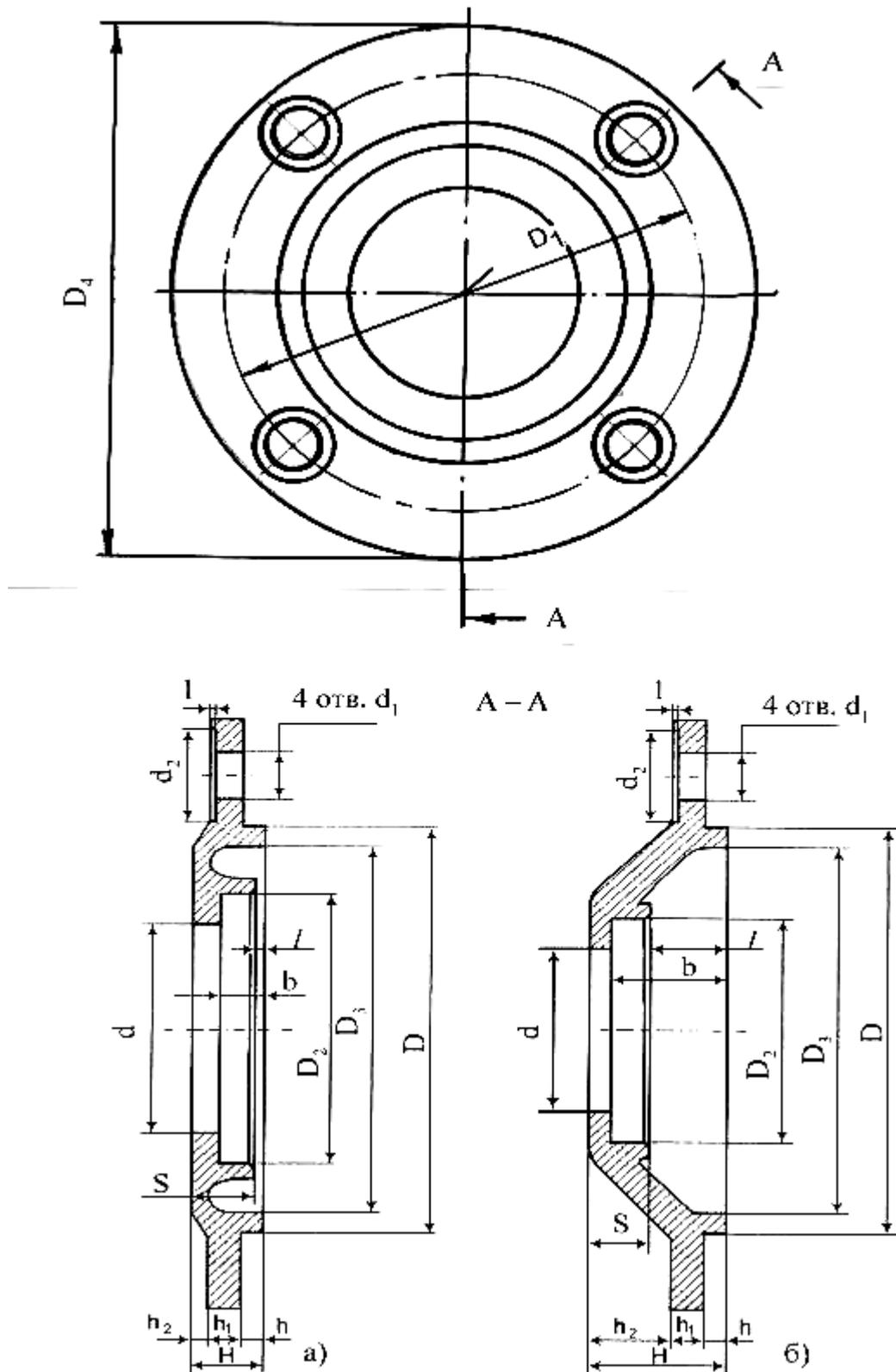


Рис. ПШ. 9. Крышки торцовые с манжетным уплотнением для диаметра $D = 110 \dots 150$ мм:
 а) низкие и средние; б) высокие

ПРИЛОЖЕНИЕ IV

Таблица ПIV.1

Концевые шайбы (по ГОСТ 14734-69)

Пример применения

Рекомендуемые концы валов и крепление шайб

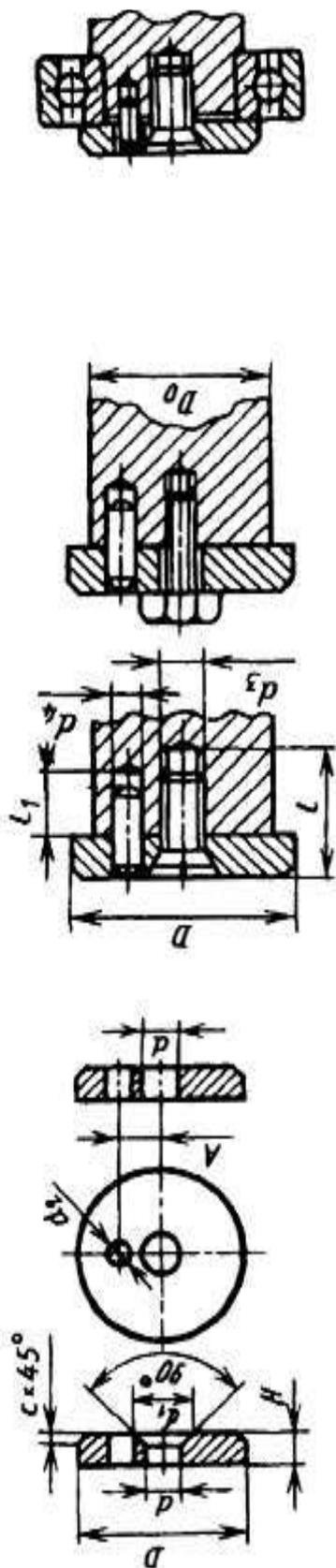
Шайбы

Исполнение 2

Исполнение 1

Исполнение 2

Размеры, мм



Обозначение шайб	Исполнение	D	H	A ±0,2	d	d ₁	d ₂	c	D ₀	d ₃	d ₄ К7	l	l ₁	Исполнение 2	
														болт (по ГОСТ 7798-70)	Штиф (по ГОСТ 3128-70)
7019-0624 -0625	1	36	10	12,3	6,6	-	4,5	1,0	28-32	M6	4	18	12	M6×16.56.05	4 × 1 ₂
	2														
7019-0626 -0627	1	40	5	12,3	6,6	-	4,5	1,0	32-36	M6	4	18	12	M6×16.56.05	4 × 1 ₂
	2														
7019-0628 -0629	1	45	12	12,3	6,6	-	4,5	1,0	36-40	M6	4	18	12	M6×16.56.05	4 × 1 ₂
	2														

Обозначение шайб	Исполнение	D	H	A ±0,2	d	d ₁	d ₂	c	D ₀	d ₃	d ₄ К7	l	l ₁	Исполнение 1		Исполнение 2	
														винт (по ГОСТ 17475-80)	болт (по ГОСТ 7798-70)	Штифт (по ГОСТ 3128-70)	
7019-0630 -0631	1	50	5	16,0	6,6	12,3	4,5	1,0	40-45	M6	4	18	12	M6×16.56.05	M6×16.56.05		4×12
	2	-				45-50											
7019-0632 -0633	1	56	2			12,3											
	2	-															
7019-0634 -0635	1	63	2			16,5			50-55								
	2	-				55-60											
7019-0636 -0637	1	67	2	20		16,5			60-65								
	2	-				65-70											
7019-0638 -0639	1	71	6		9	16,5	5,5	1,6		M8	5	22	16	M8×20.56.05	M8×20.56.05		5×16
	2	-				70-75											
7019-0640 -0641	1	75	2	25		16,5											
	2	-				75-80											
7019-0642 -0643	1	85	2			16,5											
	2	-															
7019-0644 -0645	1	90	2			16,5											
	2	-															

Материал – сталь 45 по ГОСТ 1050 – 88. Покрытие – хим. окс. (ГОСТ 9.306–85).

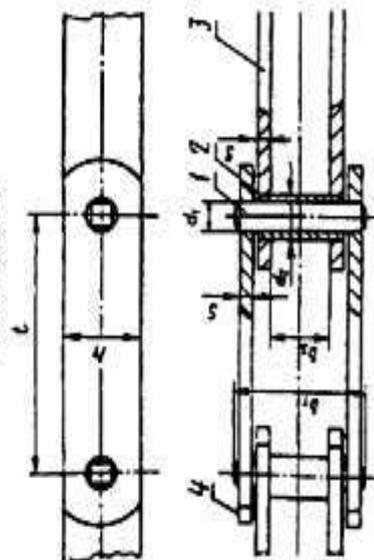
Пример обозначения концевой шайбы исполнения 1, диаметром $D = 56$ мм
Шайба 7019-0632 ГОСТ 14734–69

ПРИЛОЖЕНИЕ
ПРИЛОЖЕНИЕ V

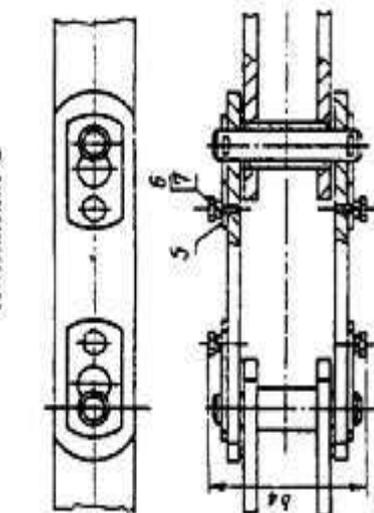
Основные параметры и размеры тяговых пластинчатых цепей, мм (ГОСТ 588 – 81)

Тип I

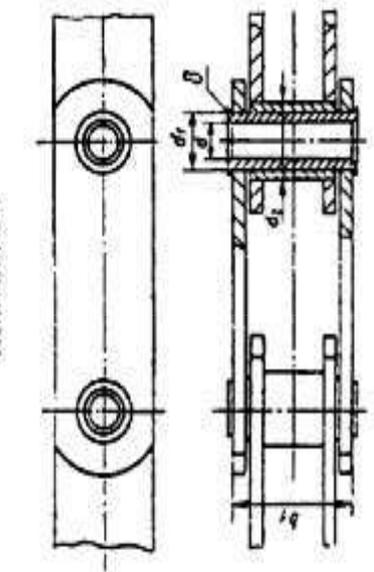
Исполнение 1



Исполнение 2



Исполнение 3

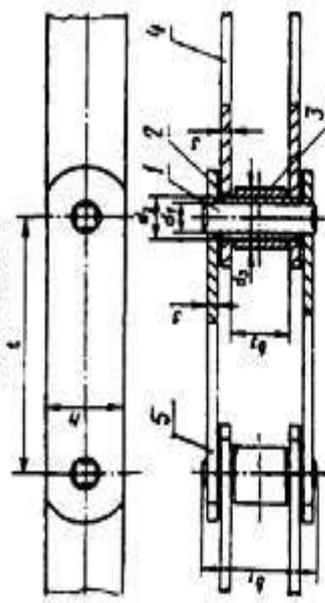


1 — валик; 2 — втулка; 3 — внутренняя пластина; 4 — наружная пластина; 5 — ригель;

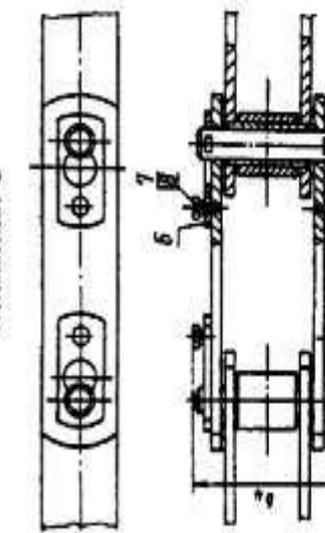
6 — болт; 7 — шайба; 8 — полый валик

Тип 2

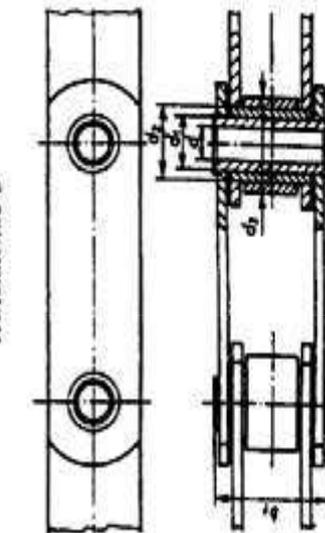
Исполнение 1



Исполнение 2



Исполнение 3



1 — валик; 2 — втулка; 3 — ролик; 4 — внутренняя пластина; 5 — наружная пластина;

6 — ригель; 7 — болт; 8 — шайба; 9 — полый валик

Таблица ПУ.1

Номер цепи	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Шаг* цепи, t	b_1 , не более	b_2 , не более	b_3 , не менее	b_4 , не более	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	h, не более	s
M20	20	40-160	35	3,5	15	49	6,0	9,0	12,5	25	35	18	2,5
M28	28	50-200	40	4,0	17	56	7,0	10,0	15,0	30	40	20	3,0
M40	40	63-250	45	4,5	19	63	8,5	12,5	18,0	36	45	25	3,5
M56	56	63-250	52	5,0	23	72	10,0	15,0	21,0	42	55	30	4,0
M80	80	80-315	62	6,0	27	86	12,0	18,0	25,0	50	65	35	5,0
M112	112	80-400	73	7,0	31	101	15,0	21,0	30,0	60	75	40	6,0
M160	160	100-500	85	8,5	36	117	18,0	25,0	36,0	70	90	45	7,0
M224	224	125-630	98	10,0	42	134	21,0	30,0	42,0	85	105	56	8,0
M450	315	160-630	112	12,0	47	154	25,0	36,0	50,0	100	125	60	10

*Шаг цепи выбирается из ряда: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630 мм

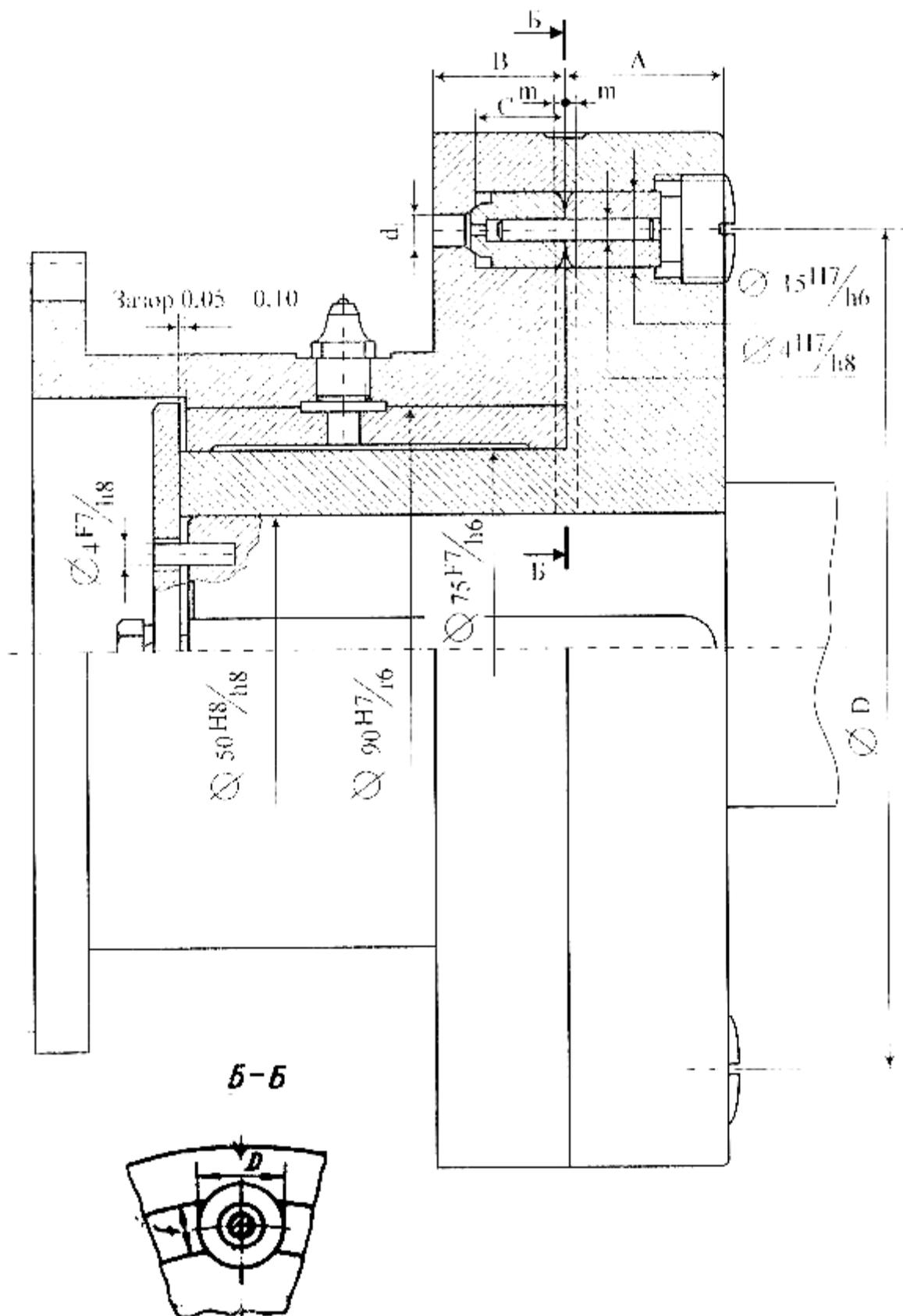


Рис. ПVI.1. Предохранительное устройство, встроенное в компенсирующую цепную муфту

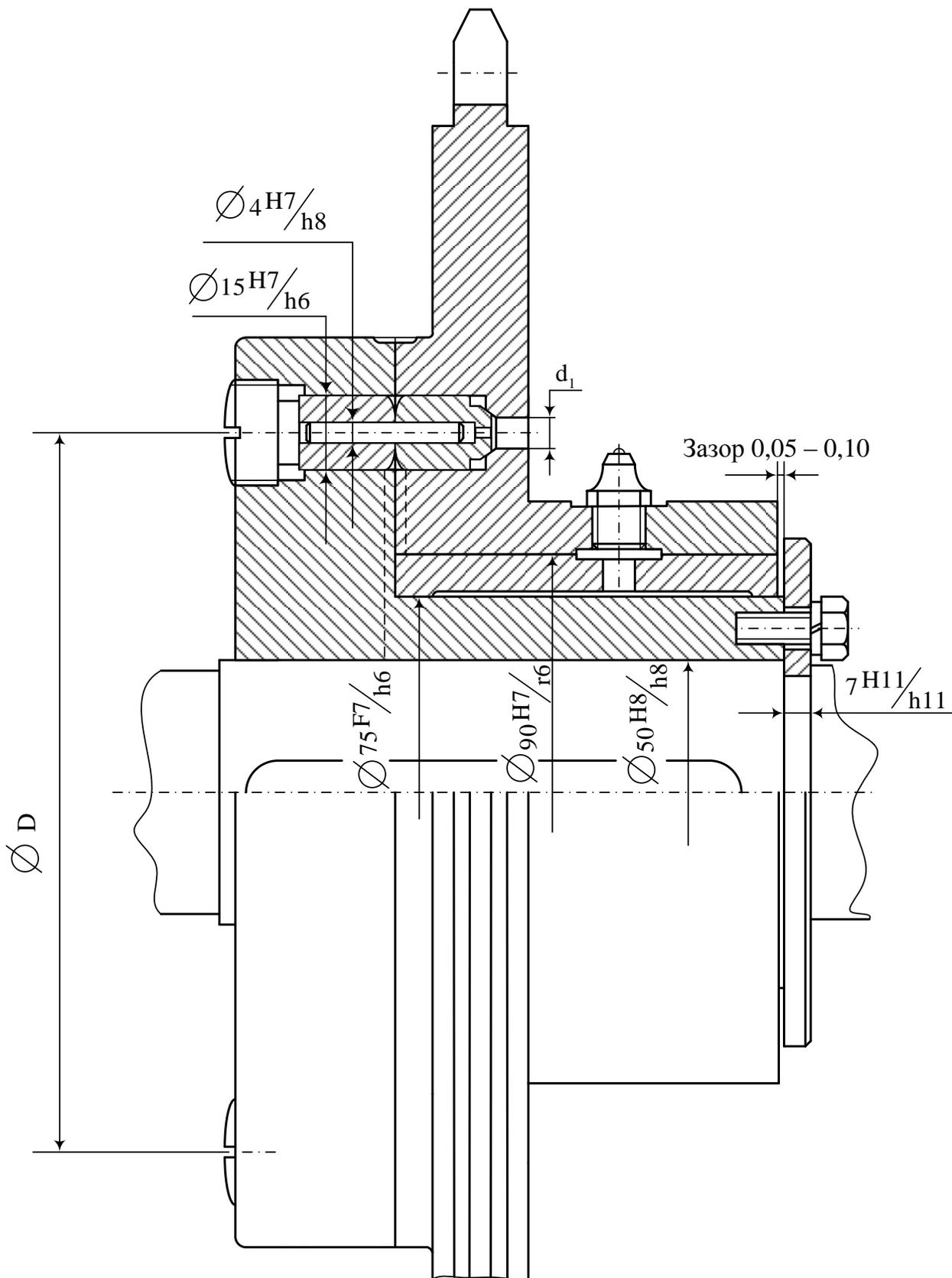
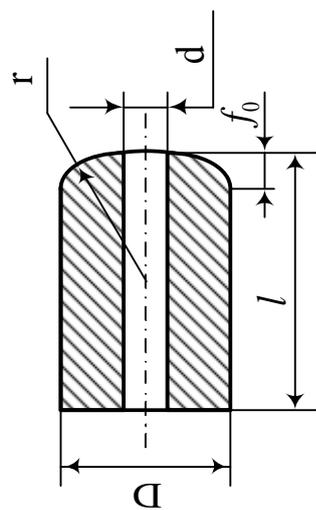


Рис. ПVI.2. Предохранительное устройство,
встроенное в узел тяговой звёздочки

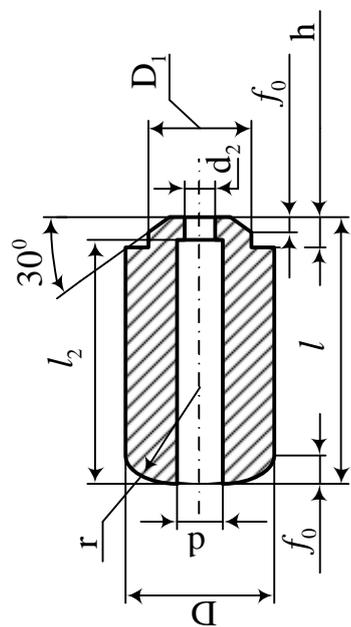
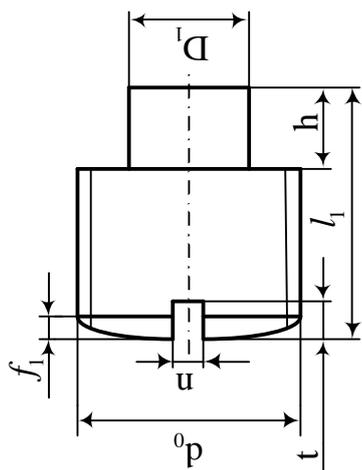
Таблица ПVI.1

Рекомендуемые размеры элементов предохранительных муфт, мм

Втулка



Пробка

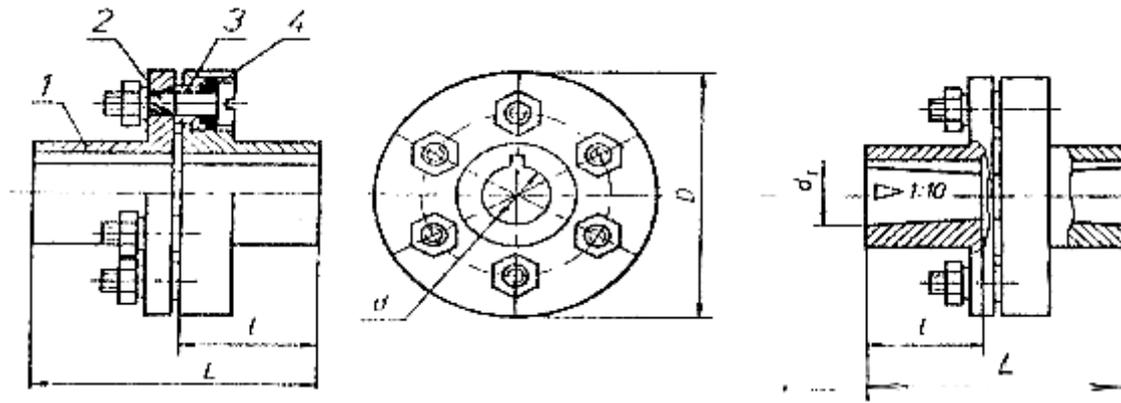


d	H7	d ₀	d ₁	D	H7/h6	A	B	C	f	m	l _{-0,1}	l ₁	l ₂	D ₁	d ₂	f ₀	f ₁	r	t = h	n	
1,5																					
2,0	M16	5	10	22	16	11	8	1	12	11,5	10	8	1	1,5	1,5	1	1,5	5	3	1,5	
3																					
4	M20	8	15	30	25	17	10	1,5	18	14	15	12	1,5	2	2	1,5	2	8	4	2	
5																					
6																					
8	M30	12	25	50	45	26	16	2	28	24,5	24	22	2	2,5	2,5	2	2,5	12	6	4	
10																					

Штифты цилиндрические по ГОСТ 3128 – 70; 1,5×18; 2×18; 3×18; 4×30; 5×30; 6×45; 8×45; 10×45.
 Материал втулок сталь 40X, твёрдость 49,5 HRC₃; материал пробок сталь 30, твёрдость 36,5 HRC₃.

Таблица ПVII.1

Муфты упругие втулочно-пальцевые (ГОСТ 21424 – 93)



С полумуфтами исполнений 1, 2

С полумуфтами исполнений 3,4

1 – полумуфта; 2 – палец; 3 – втулка распорная; 4 – втулка упругая

Номинальный крутящий момент, Н·м	d Н8	d ₁ Н9	d Н8	d ₁ Н9	D, не более	L, не более для исполнений				l, h14 для исполнений			
	Ряд 1		Ряд 2			1	2	3	4	1	2	3	4
63,0	20	–			100	104	76	104	76	50	36	38	24
	22	–											
	–	24											
125,0	25	–			120	125	89	125	89	60	42	44	26
	28	–											
	–	30											
250,0	32	–			140	165	121	165	121	80	58	60	38
	–	35											
	36	–											
	–	38											
	40	–											
	–	42											
500,0	45	–			170	225	169	225	169	110	82	85	56
	40	–											
	–	42											
710,0	45	–			190	226	170	226	170	110	82	85	56
	–	48											
	50	–											
	–	55											
	56	–											

Размеры указаны в миллиметрах.

Таблица ПVII.2

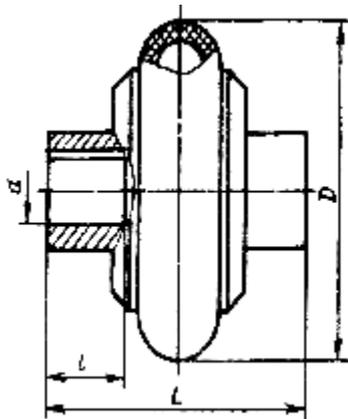
Номинальный крутящий момент, Нм		63,0	125,0	250,0	500,0	710,0
Частота вращения c^{-1} , не более		95	77	63	60	50
Смещение валов, не более	радиальное., мм	0,2	0,3			0,4
	угловое	1° 30'	1° 00'			

Обозначение упругой втулочно-пальцевой муфты с номинальным вращающим моментом $T = 250$ Нм, одна из полумуфт диаметром $d = 32$ мм, исполнения 1, другая – диаметром $d = 40$ мм, исполнения 4, климатического исполнения У, категории 3: Муфта 250 – 32 – 1 – 40 – 4 У3 ГОСТ 21424–93.

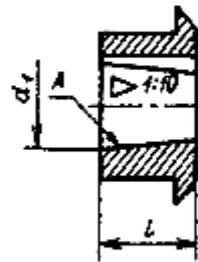
Таблица ПVII.3

Упругие муфты с торообразной оболочкой (ГОСТ Р 50892–96)

Тип 1, исполнение 1



Тип 1, исполнение 2



Номинальный вращающий момент, Н·м	d^* H7	d_1^* H9	L^*		l^*		Допускаемая частота вращения, c^{-1}	Допускаемое смещение полумуфт		
			не более		не более			осевое, мм	радиальное, мм	угловое
			исполнение							
			1	2	1	2				
40	18; 19 20; 22; 24 25	125	115	100	30	20	50	1,0	1,0	1° 00'
			130	120	38	26				
			140	130	44	28				
80	22; 24 25; 28 30	160	140	130	38	26	41	2,0	1,6	1° 00'
			150	140	44	28				
			185	170	60	40				
125	25; 28 30; 32 35; 36	180	155	145	44	28	41	2,0	1,6	1° 00'
			190	175	60	40				

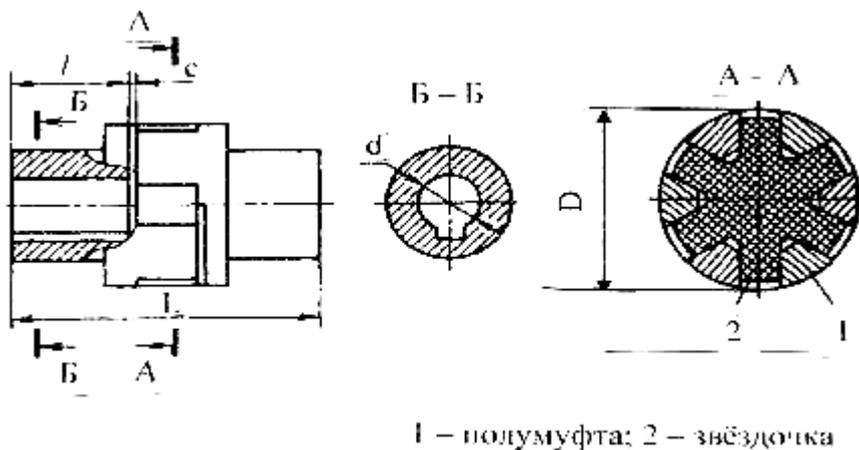
Номинальный вращающий момент, Н·м	d* H7	d ₁ * H9	D*, не бо- лее	L*		l*		Допускаемая частота вращения, с ⁻¹	Допускаемое смещение полумуфт		
				не более		не более			Осевое, мм	Радиальное, мм	Угловое
				исполнение							
1	2	1	2								
200	30; 32 35; 36; 38 40	200	200	200	185	60	40	41	2,5	2,0	1° 00'
				250	235	84	60				
250	32; 35 36; 38 40; 42; 45	220	220	205	185	60	40	33	3,0	2,5	
				255	240	84	60				
315	35; 36; 38 40; 42 45; 48	250	250	215	195	60	40	26	3,6	3,0	
				270	250	84	60				
500	40; 42 45; 48 50; 53 55; 56	280	280	270	250	84	60				

*Размеры указаны в миллиметрах.

Обозначение упругой муфты с номинальным вращающим моментом $T = 250$ Н·м, типа 1, одна из полумуфт диаметром $d = 40$ мм, исполнения 1, другая – диаметром $d = 36$ мм, исполнения 2, климатического исполнения У, категории 2: Муфта 250 – 1 – 40 – 1 – 36 - 2 У2 ГОСТ Р 50892–96.

Таблица ПVII.4

Упругие муфты со звёздочкой (ГОСТ Р 50894 – 96)



Номинальный вращающий момент, Нм	d* H7	D*	L*		l*		С JS17	Частота вращения, с ⁻¹ не более	Смещение осей валов, не более	
			исполнение						радиальное, мм	угловое
			1	2	1	2				
16,0	12 14	53	81,0	71,0	30	25	63	0,2	1° 30'	
	16 18		101	77,0	40	28				
25	14	63	81,0	71,0	30	25	58	0,2	1° 30'	
	16 18		101	77,0	40	28				
	20		121	93,0	50	36				
31,5	16 18	71	101	77,0	40	28	50	0,2	1° 30'	
	20 22		121	93,0	50	36				
63	20 22	85	128	100	50	36	37	0,2	1° 30'	
	25 28		148	112	60	42				
125,0	25 28	105	148	112	60	42	33	0,3	1° 30'	
	32 36		188	144	80	58				
250	32 36	135	191	147	80	58	30	0,4	1°	
	40 45		251	195	110	82				
400	38	166	196	152	80	58	25	0,4	1°	
	40 45		256	200	110	82				

*Размеры указаны в миллиметрах.

Обозначение упругой муфты со звёздочкой с номинальным вращающим моментом $T = 125$ Н·м, одна из полумуфт диаметром $d = 32$ мм, исполнения 1, другая – диаметром $d = 25$ мм, исполнения 2, климатического исполнения У, категории 3: Муфта 125 – 32 – 1 – 25 – 2 УЗ ГОСТ Р 50894 – 96.

Рекомендации по оформлению документов курсового проекта

Курсовой проект состоит из графической и текстовой частей. Графическую часть проекта составляют сборочные чертежи механизмов и рабочие чертежи деталей этих механизмов, текстовую часть проекта – пояснительная записка и спецификации на сборочные чертежи.

Чертежи выполняются в соответствии с требованиями к чертежам по ГОСТ 2.109–73, текстовые документы – в соответствии с требованиями к текстовым документам по ГОСТ 2.105–95.

Требования к рабочим чертежам

На рабочих чертежах не допускается помещать технологические указания. На чертежах применяют условные обозначения, установленные в государственных стандартах.

На рабочем чертеже изделия указывают размеры, предельные отклонения, шероховатость поверхностей и другие данные, которым оно должно соответствовать перед сборкой.

Размеры, предельные отклонения и шероховатость поверхностей элементов изделия, получающиеся в результате обработки в процессе сборки или после неё, указывают на сборочном чертеже.

На каждое изделие выполняют отдельный чертёж.

На каждом чертеже помещают основную надпись в соответствии с требованиями ГОСТ 2.104–2006. При выполнении чертежа на нескольких листах на всех листах одного чертежа указывают одно и то же обозначение.

В основной надписи чертежа наименование изделия записывают в именительном падеже единственного числа. В наименовании, состоящем из нескольких слов, на первом месте помещают имя существительное.

Если кромку изделия необходимо изготовить острой или скруглить, то на чертеже помещают соответствующее указание. Если на чертеже нет никаких указаний о форме кромок, то они должны быть притуплены.

На чертежах деталей и в спецификации условные обозначения материала должны соответствовать обозначениям, установленным стандартом на материал. Обозначение материала должно содержать наименование материала, марку и номер стандарта (например, Сталь 45 ГОСТ 1050–88).

Требования к сборочным чертежам

Количество сборочных чертежей должно быть минимальным, но достаточным для сборки и контроля изделия.

Сборочный чертёж должен содержать:

а) изображение сборочной единицы, дающее представление о расположении и взаимной связи составных частей, соединяемых по данному чертежу, и обеспечивающее возможность осуществления сборки и контроля сборочной единицы;

б) размеры, предельные отклонения и другие параметры и требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному чертежу;

в) указания о характере сопряжений;

г) номера позиций составных частей, входящих в изделие;

д) габаритные размеры изделия;

е) установочные, присоединительные и другие необходимые справочные размеры;

ж) техническую характеристику изделия.

На сборочных чертежах допускается не показывать фаски, скругления, проточки, углубления, выступы, накатки, насечки и другие мелкие элементы.

Сварное изделие из однородного материала в сборе с другими изделиями в разрезах и сечениях штрихуют в одну сторону, изображая границы между деталями изделия сплошными основными линиями.

Номера позиций

На сборочном чертеже все составные части сборочной единицы нумеруют в соответствии с номерами позиций, указанными в спецификации этой сборочной единицы. Номера позиций наносят на полках линий-выносок, проводимых от изображений составных частей.

Номера позиций указывают на тех изображениях, на которых соответствующие составные части проецируются как видимые, как правило, на основных видах и заменяющих их разрезах.

Номера позиций располагают параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения и группируют в колонку или строчку по возможности на одной линии.

Размер шрифта номеров позиций должен быть на один-два номера больше, чем размер шрифта, принятого для размерных чисел на том же чертеже.

Допускается делать общую линию-выноску с вертикальным расположением номеров позиций для группы крепёжных деталей, относящихся к одному и тому же месту крепления. Образцы сборочных чертежей привода ленточного конвейера приведены в прил. IX.

Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц

Текстовую часть, надписи и таблицы включают в чертёж в тех случаях, когда содержащиеся в них данные, указания и разъяснения невозможно или нецелесообразно выразить графически или условными обозначениями.

Содержание текста и надписей должно быть кратким и точным. Около изображений на полках линий-выносок наносят только краткие надписи, относящиеся непосредственно к изображению предмета.

Линию-выноску, пересекающую контур изображения и не отводимую от какой-либо линии, заканчивают точкой.

Линию-выноску, отводимую от линии видимого и невидимого контура, а также от линий, обозначающих поверхности, заканчивают стрелкой. На конце линии-выноски, отводимой от всех других линий, не должно быть ни стрелки, ни точки.

Надписи, относящиеся непосредственно к изображению, могут содержать не более двух строк, располагаемых над полкой линии-выноски и под ней.

Текстовую часть, помещённую на поле чертежа, располагают над основной надписью. Между текстовой частью и основной надписью не допускается помещать изображения, таблицы и т.п.

При выполнении чертежа на двух и более листах текстовую часть помещают только на первом листе независимо от того, на каких листах находятся изображения, к которым относятся указания, приведённые в текстовой части.

Пункты технических требований должны иметь сквозную нумерацию. Каждый пункт технических требований записывают с новой строки. Длина строки не более 185 мм. Заголовок «Технические требования» не пишут.

Если необходимо указать техническую характеристику изделия, её размещают отдельно от технических требований, с самостоятельной нумерацией пунктов, на свободном поле чертежа под заголовком «Техническая характеристика». При этом над техническими требованиями помещают заголовок «Технические требования». Оба заголовка не подчёркивают.

Для обозначения на чертеже изображений (видов, разрезов, сечений), поверхностей, размеров и других элементов изделия применяют прописные буквы русского алфавита, за исключением букв Й, О, Х, Ъ, Ы, Ь.

Буквенные обозначения присваивают в алфавитном порядке без повторения и, как правило, без пропусков, независимо от количества листов чертежа. Предпочтительно обозначать сначала изображения.

Размер шрифта буквенных обозначений должен быть больше размера цифр размерных чисел, применяемых на том же чертеже, приблизительно в два раза.

Масштаб изображения на чертеже, отличающийся от приведённого в основной надписи, указывают непосредственно после надписи, относящейся к изображению, например:

А – А (1:1); Б(5:1); А(2:1).

Требования к текстовым документам

Текстовые документы подразделяют на документы, содержащие в основном сплошной текст (пояснительные записки), и документы, содержащие текст, разбитый на графы (спецификации).

Подлинники текстовых документов выполняют одним из следующих способов:

рукописным – чертёжным шрифтом по ГОСТ 2.304 с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм. Цифры и буквы необходимо писать чётко чёрной тушью; с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ.

Расстояние от рамки формы до границ текста в начале и в конце строк – не менее 3 мм. Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки должно быть не менее 10 мм.

Абзацы в тексте начинают отступом, равны 15–17 мм.

Опечатки, описки и графические неточности, обнаруженные в процессе выполнения документа, допускается исправлять подчисткой или закрашиванием белой краской и нанесением на том же месте исправленного текста машинописным способом или чёрными чернилами, пастой или тушью рукописным способом.

Повреждения листов текстовых документов, помарки и следы не полностью удалённого текста (графика) не допускаются.

Текст документа при необходимости разделяют на разделы и подразделы.

Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всего документа, обозначенные арабскими цифрами без точки и записанные с абзацевого отступа. Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела, разделённых точкой. В конце номера подраздела точка не ставится. Разделы, как и подразделы, могут состоять из одного или нескольких пунктов.

Разделы и подразделы должны иметь заголовки. Пункты, как правило, заголовков не имеют.

Заголовки должны чётко и кратко отражать содержание разделов, подразделов. Заголовки следует печатать с прописной буквы без точки в конце, не подчёркивая. Переносы слов в заголовках не допускаются. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой.

Расстояние между заголовком и текстом должно быть равным 15 мм, расстояние между заголовками раздела и подраздела – 8 мм.

Нумерация страниц документа и приложений, входящих в состав этого документа, должна быть сквозная.

Полное наименование изделия на титульном листе, в основной надписи и при первом упоминании в тексте документа должно быть одинаковым с наименованием его в основном конструкторском документе.

Наименования, приводимые в тексте документа и на иллюстрациях, должны быть одинаковыми.

Текст документа должен быть кратким, чётким и не допускать различных толкований.

В документах должны применяться научно-технические термины, обозначения и определения, установленные соответствующими стандартами, а при их отсутствии – общепринятые в научно-технической литературе. Если в документе принята специфическая терминология, то в конце его (перед списком литературы) должен быть приведён перечень принятых терминов с соответствующими разъяснениями. Перечень включают в содержание документа.

В тексте документа не допускается:

- применять сокращения слов, кроме установленных правилами русской орфографии, соответствующими государственными стандартами, а также в данном документе. Перечень допускаемых сокращений слов установлен в ГОСТ 2.316;

- сокращать обозначения единиц физических величин, если они употребляются без цифр, за исключением единиц физических величин в заголовках и

боковиках таблиц, и в расшифровках буквенных обозначений, входящих в формулы и рисунки;

– применять математический знак минус (–) перед отрицательными значениями величин (следует писать слово «минус»);

– применять знак \varnothing для обозначения диаметра (следует писать слово «диаметр»);

– применять без числовых значений математические знаки, например: $>$ (больше), $<$ (меньше), $=$ (равно), \geq (больше или равно), \leq (меньше или равно), \neq (неравно), а также знаки № (номер), % (процент).

В документе следует применять стандартизованные единицы физических величин, их наименования и обозначения в соответствии с ГОСТ 8.417. Применение в одном документе разных систем обозначения физических величин не допускается.

Единица физической величины одного и того же параметра в пределах одного документа должна быть постоянной.

Недопустимо отделять единицу физической величины от числового значения (переносить их на разные строки или страницы), кроме единиц физических величин, помещаемых в таблицах.

Дробные числа необходимо приводить в виде десятичных дробей, за исключением размеров в дюймах, которые следует записывать $\frac{1}{4}$ ".

При невозможности выразить числовое значение в виде десятичной дроби, допускается записывать в виде простой дроби в одну строчку через косую черту, например, $5/32$.

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими государственными стандартами. Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, если они не пояснены ранее в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. Пояснения каждого символа следует давать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка пояснения должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него.

Формулы, следующие одна за другой и не разделённые текстом, отделяют запятой.

Применение машинописных и рукописных символов в одной формуле не допускается.

Оформление иллюстраций и приложений

Количество иллюстраций должно быть достаточным для пояснения излагаемого текста. Иллюстрации могут быть расположены как по тексту документа (возможно ближе к соответствующим частям текста), так и в конце его. Иллюстрации следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией.

Структура пояснительной записки предполагает наличие в ней:

титального листа;

первого (заглавного) листа с основной надписью по ГОСТ 2.104 - 2006, на котором приводится содержание пояснительной записки;

введения, в котором приводится техническая характеристика и область применения проектируемого изделия с указанием, на основании каких документов разработан проект;
задания на курсовое проектирование;
расчётов, подтверждающих работоспособность и надёжность конструкции;
списка используемой литературы.

Требования к оформлению спецификаций

Спецификацию составляют на отдельных листах на каждую сборочную единицу. В спецификацию вносят составные части, входящие в специализируемое изделие, а также конструкторские документы, относящиеся к этому изделию.

Спецификация, применительно к курсовому проекту, состоит из разделов, которые располагают в следующей последовательности:

документация;
сборочные единицы;
детали;
стандартные изделия.

Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе «Наименование» и подчёркивают.

В раздел «Документация» вносят сборочный чертёж и пояснительную записку проекта. В разделы «Сборочные единицы» и «Детали» вносят сборочные единицы и детали, непосредственно входящие в специфицируемое изделие.

В разделе «Стандартные изделия» записывают изделия, применённые по межгосударственным и государственным стандартам. Запись стандартных изделий рекомендуется производить в алфавитном порядке их наименований, в пределах каждого наименования – в порядке возрастания основных параметров или размеров изделия.

Графы спецификации заполняют следующим образом:

в графе «Формат» указывают форматы документов, обозначения которых записывают в графе «Обозначение». Если документ выполнен на нескольких листах различных форматов, то в графе «Формат» проставляют «звёздочку» со скобкой, а в графе «Примечание» перечисляют все форматы в порядке их увеличения. Для всех других документов эту графу не заполняют;

графу «Зона» в форме спецификации можно исключить, если не затрудняется поиск составных частей на сборочном чертеже;

в графе «Поз.» указывают порядковые номера составных частей, непосредственно входящих в специфицируемое изделие, в последовательности записи их в спецификации. Для раздела «Документация» графу «Поз.» не заполняют;

в графе «Обозначение» в разделе «Документация» – обозначение записываемых документов; в разделах «Сборочные единицы», «Детали» – обозна-

чение основных конструкторских документов на записываемые в эти разделы изделия, в разделе «Стандартные изделия» графу «Обозначение» не заполняют; в графе «Наименование» в разделе «Документация» – наименование документов: «Сборочный чертёж» и «Пояснительная записка»; в разделах спецификации «Сборочные единицы», «Детали» – наименования изделий в соответствии с основной надписью на основных конструкторских документах этих изделий. Для деталей, на которые не выпущены чертежи, указывают наименование, материал и другие данные, необходимые для изготовления; в разделе «Стандартные изделия» – наименования и обозначения изделий в соответствии со стандартами на эти изделия;

в графе «Кол.» для составных частей изделия, записываемых в спецификацию, количество их на одно специфицируемое изделие; в разделе «Документация» графу «Кол.» не заполняют;

в графе «Примечание» указывают дополнительные сведения, относящиеся к записанным в спецификацию изделиям.

После каждого раздела спецификации допускается оставлять несколько свободных строк для дополнительных записей. Допускается резервировать и номера позиций, которые проставляют в спецификацию при заполнении резервных строк.

Пояснительная записка

Пояснительная записка к курсовому проекту включает титульный лист;

первый лист с основной надписью размером 185×40 мм, на котором приводится содержание документа;

введение, в котором излагаются кратко результаты выполненной работы и указывается документ, на основании которого выполнялась работа;

задание на курсовое проектирование;

на последующих листах записки приводятся расчёты с расчётными схемами и пояснениями по выбору параметров расчётов.

все листы записки после первого, кроме задания, имеют основную надпись размерами 185×15 мм.

Образец оформления титульного листа приведён на следующей странице.

Образец титульного листа

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Омский государственный технический университет»

Кафедра «Детали машин»

ПРИВОД *ЦЕПНОГО (ЛЕНТОЧНОГО)*

КОНВЕЙЕРА

КП – 2069889 – 15 – 00 ПЗ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

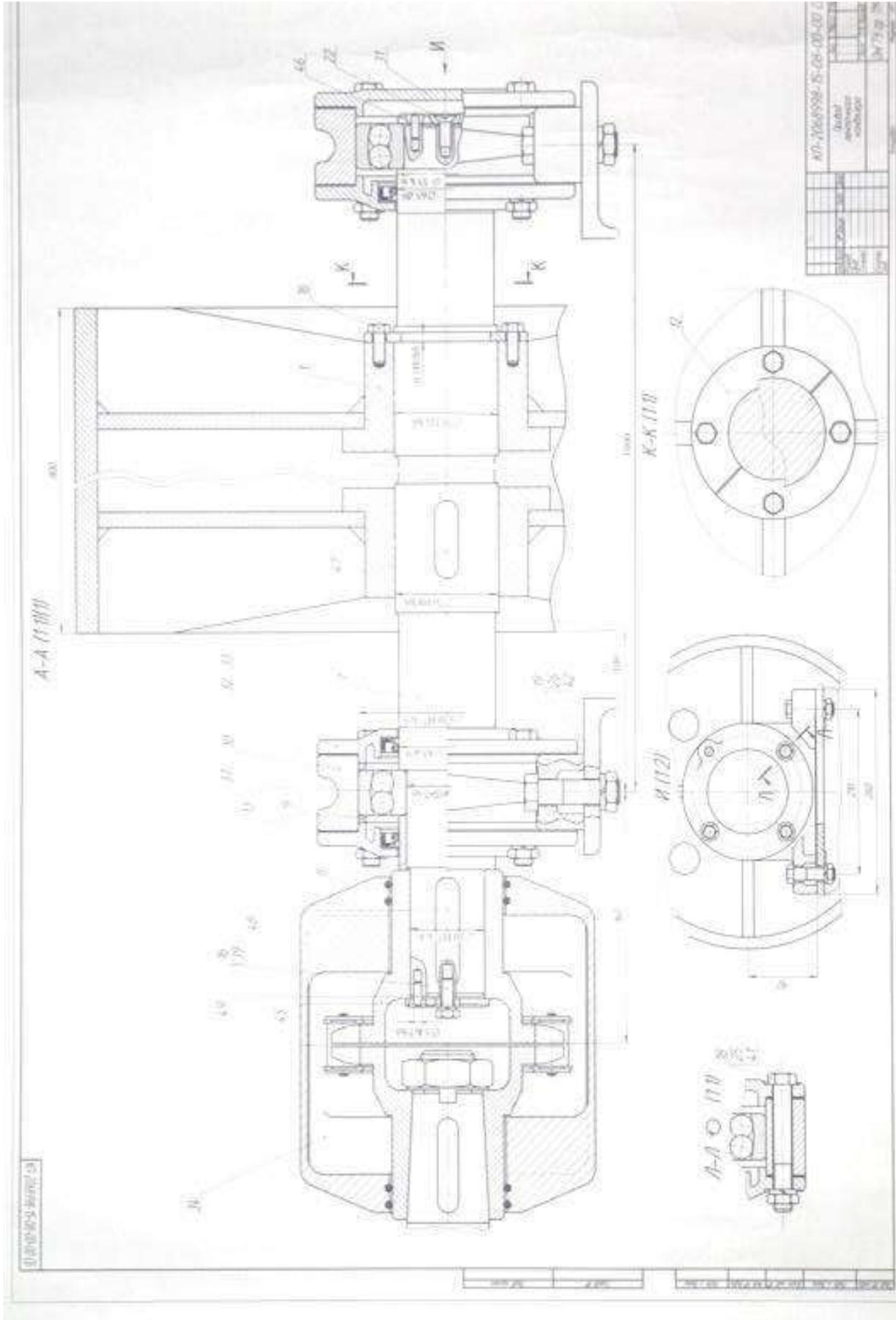
Студент(ка) группы

Ф.И.О.

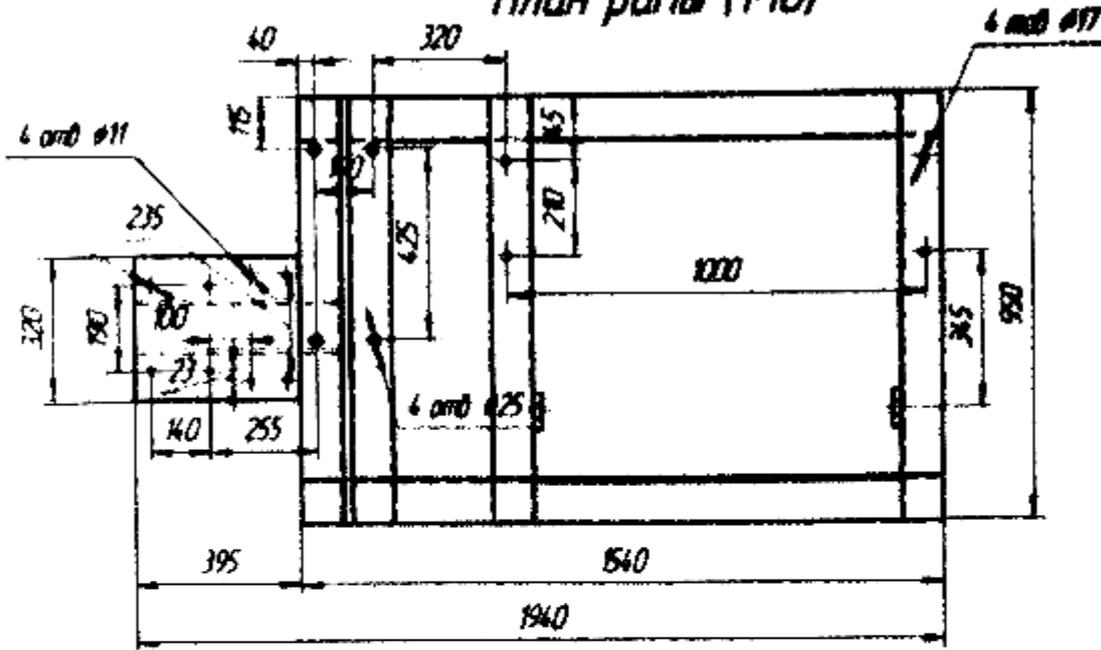
Подпись Дата

Руководитель проекта

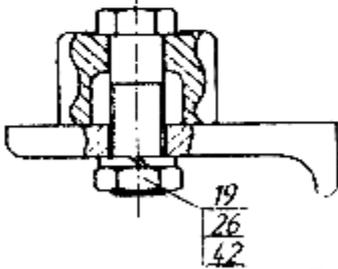
Должность, Ф.И.О.



План рамы (1:10)



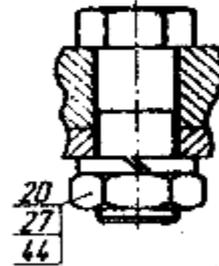
B-B (1:1)



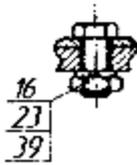
Г-Г (1:1)



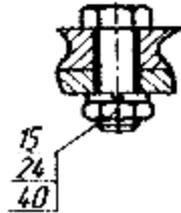
Д-Д (1:1)



E-E (1:1)



Ж-Ж (1:1)



Техническая характеристика

1. Лента 1.1 – 600 – 5 – ТК – 200 – 2 – 6 – 3,5 – Г – 1 ГОСТ 20 – 85
2. Двигатель АИР 112М4 исполнения ИМ1081
3. Редуктор Ц2У – 160 – 25 – 12К – 1 – У3
4. Скорость ленты 1,3 м/с
5. Тяговое усилие на барабане 2,9 кН
6. Ресурс привода 20000 часов

Технические требования

1. При сборке узла барабана подшипниковые гнёзда набить смазкой ЛИТОЛ – 24 ГОСТ 21150 – 87 на 2/3 свободного объёма
2. Относительное смещение не более:

валов редуктора и барабана	радиальное – 0,4 мм;
	угловое – 1°
валов двигателя и редуктора	радиальное – 0,3 мм;
	угловое –
3. Перед пуском привода проверить уровень масла в редукторе. при необходимости долить масло согласно технической документации на редуктор.

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
A1			КП - 268998-15-08-00-00СБ	Сборочный чертёж		
A4			КП - 268998-15-08 ПЗ	Пояснительная записка		
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1	КП - 268998-15-08-01-00	Барaban	1	
		2	КП - 268998-15-08-02-00	Рама	1	
		3	КП - 268998-15-08-03-00	Ролик отклоняющий	1	
				<u>Детали</u>		
		6	КП - 268998-15-08-00-06	Вал Сталь 35 ГОСТ 1050 – 88	1	
		7	КП - 268998-15-08-00-07	Втулка	1	
				Сталь Ст 3 ГОСТ 380 – 94		
		8	КП - 268998-15-08-00-08	Кольцо разрезное	1	
				Сталь 45 ГОСТ 1050 – 88		
		9	КП - 268998-15-08-00-09	Кольцо	2	
				Сталь 10 ГОСТ 1050 – 88		
		10	КП - 268998-15-08-00-10	Крышка	2	
				Сталь Ст 6 ГОСТ 380 – 94		
		11	КП - 268998-15-08-00-11	Ось Сталь 45 ГОСТ 1050 – 88	1	
		12	КП - 268998-15-08-00-12	Прокладка Паронит ПОН 1,0 ГОСТ 481 – 71	4	
				<u>Стандартные изделия</u>		
		13		Болт М6×35.58 ГОСТ 7798 – 70	1	
		14		Болт М10×100.58 ГОСТ 7798 – 70	8	

					КП-2068998-15-08-00-00			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Привод цепного конвейера	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Сидоров А.					1	2
Пров.		Добровольский				ОмГТУ гр. ТМ-315		
Н.контр.								
Утв.								

Образец задания

Омский государственный технический университет

Кафедра «Детали машин»

З А Д А Н И Е

на курсовой проект по дисциплине «Детали машин»
студенту группы № группы
Ф.И.О.

Выполнить расчёты привода цепного конвейера от трёхфазного электродвигателя марки АИР с использованием стандартного редуктора (ЦУ, Ц2У, Ц2С, Ч) и разработать сборочный чертёж привода или узла тяговых звёздочек с предохранительным устройством, установленного на сварной раме, при исходных данных:

1. Окружное усилие на звёздочке	кН
2. Скорость тяговой цепи	м/с
3. Шаг тяговой цепи по ГОСТ 588-81	мм
4. Число зубьев звёздочки	
5. Число звёздочек на валу	
6. Расстояние между опорами вала или между звёздочками на валу	мм
7. Ресурс привода	ч

Содержание проекта:

1. Пояснительная записка форматом А4;
2. Сборочный чертёж привода или узла тяговой звёздочки (тяговых звёздочек) форматом А1.

Руководитель проектирования Ф.И.О.

Задание выдано Дата

Проект представить к защите Дата

Омский государственный технический университет

Кафедра «Детали машин»

З А Д А Н И Е

на курсовой проект по дисциплине «Детали машин»
студенту группы № группы
Ф.И.О.

Выполнить расчёты привода ленточного конвейера от трёхфазного электродвигателя марки АИР с использованием стандартного редуктора (ЦУ, Ц2У, Ц2С, Ч) и разработать сборочный чертёж привода или узла приводного барабана с отклоняющим роликом, установленного на сварной раме, при исходных данных:

1. Окружное усилие на барабане	кН
2. Скорость тяговой ленты	м/с
3. Диаметр тягового барабана	мм
4. Ширина тяговой ленты	мм
5. Угол обхвата лентой барабана	рад.
6. Ресурс привода	ч

Содержание проекта:

1. Пояснительная записка форматом А4;
2. Сборочный чертёж привода или узла приводного барабана форматом А1.

Руководитель проектирования *Ф.И.О.*

Задание выдано *Дата*

Проект представить к защите *Дата*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ
задания на курсовое проектирование

Вариант	F_t , кН	V , м/с	Редуктор	D , мм	B , мм	α , рад	p , мм	z	m	l , мм	L_{10h} , ч
1	3,0	0,8	Ч	400	650	3,2	-	-	-	-	20000
2	5,0	0,5	Ч	400	500	3,3	-	-	-	-	25000
3	6,0	0,6	Ч	-	-	-	125	13	1	450	21000
4	5,8	0,9	Ч	-	-	-	100	12	1	550	20000
5	2,0	0,5	Ч	-	-	-	80	11	2	300	20000
6	2,5	1,05	Ч	-	-	-	125	13	2	450	24000
7	3,2	1,2	Ц2У	300	500	3,2	-	-	-	-	24000
8	2,9	1,3	Ц2У	500	650	3,2	-	-	-	-	20000
9	3,5	1,0	Ц2У	-	-	-	80	13	1	350	20000
10	2,9	1,1	Ц2У	-	-	-	100	12	1	450	21000
11	1,0	2,1	Ц2У	-	-	-	100	11	2	300	22000
12	2,0	1,3	Ц2У	-	-	-	100	13	2	350	25000
13	3,0	1,5	ЦУ	200	300	3,2	-	-	-	-	21000
14	2,5	1,5	ЦУ	250	400	3,3	-	-	-	-	25000
15	1,5	1,6	ЦУ	-	-	-	80	11	2	300	20000
16	1,0	1,8	ЦУ	-	-	-	80	12	1	500	24000
17	2,0	1,5	Ц2С	250	500	3,2	-	-	-	-	25000
18	4,0	0,9	Ц2С	-	-	-	100	12	1	320	23000
19	1,6	1,4	Ц2С	550	800	3,3	-	-	-	-	22000
20	2,5	0,8	Ц2С	-	-	-	80	13	2	300	23000
21	2,1	1,2	ЦУ+РП	300	500	3,2	-	-	-	-	25000
22	5,5	0,7	Ц2У+ЦП	-	-	-	125	13	1	450	24000
23	2,4	1,0	Ц2У+ЦП	-	-	-	125	13	2	450	22000
24	3,3	0,7	Ц2У+ЦП	-	-	-	100	12	2	300	21000
25	3,0	1,2	ЦУ+РП	300	500	3,2	-	-	-	-	20000

L_{10h} – ресурс привода; z – число зубьев тяговой звёздочки; p – шаг тяговой цепи; F_t – окружное усилие на барабане или на звёздочке; D – диаметр барабана; m – число тяговых звёздочек на валу; B – ширина тяговой ленты; α – угол обхвата барабана лентой; V – скорость тяговой ленты или цепи; l – расстояние между опорами вала или между тяговыми звёздочками на валу.
Редукторы: ЦУ – одноступенчатый цилиндрический;
Ц2У – двухступенчатый цилиндрический;
Ц2С – двухступенчатый цилиндрический соосный;
Ч – червячный одноступенчатый.

Дополнительные передачи: ЦП – цепная передача; РП – ременная передача.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ануриев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. Т. 1 / В.И. Ануриев. – М. : Машиностроение, 2006. – 927 с.
2. Ануриев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. Т. 2 / В.И. Ануриев. – М. : Машиностроение, 2006. – 959 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. Курсовое проектирование / М.Н. Иванов, В.Н. Иванов. – М. : Высш. шк., 1975. – 551 с.
4. Спиваковский А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – М. : Машиностроение, 1983. – 487 с.
5. Передачи клиновыми ремнями : метод. указания по расчёту передач. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 1999. – 16 с.

Редактор Т. А. Москвитина
Компьютерная верстка – Е. В. Беспалова

ИД № 06039 от 12.10.2001 г.

Сводный темплан 2009 г.
Подписано в печать 25.11.09. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.
Отпечатано на дупликаторе. Усл. печ. л. 7. Уч.-изд. л. 7.
Тираж 200 экз. Заказ 730.

Издательство ОмГТУ. 644050, г. Омск, пр. Мира, 11; т. 23-02-12
Типография ОмГТУ