

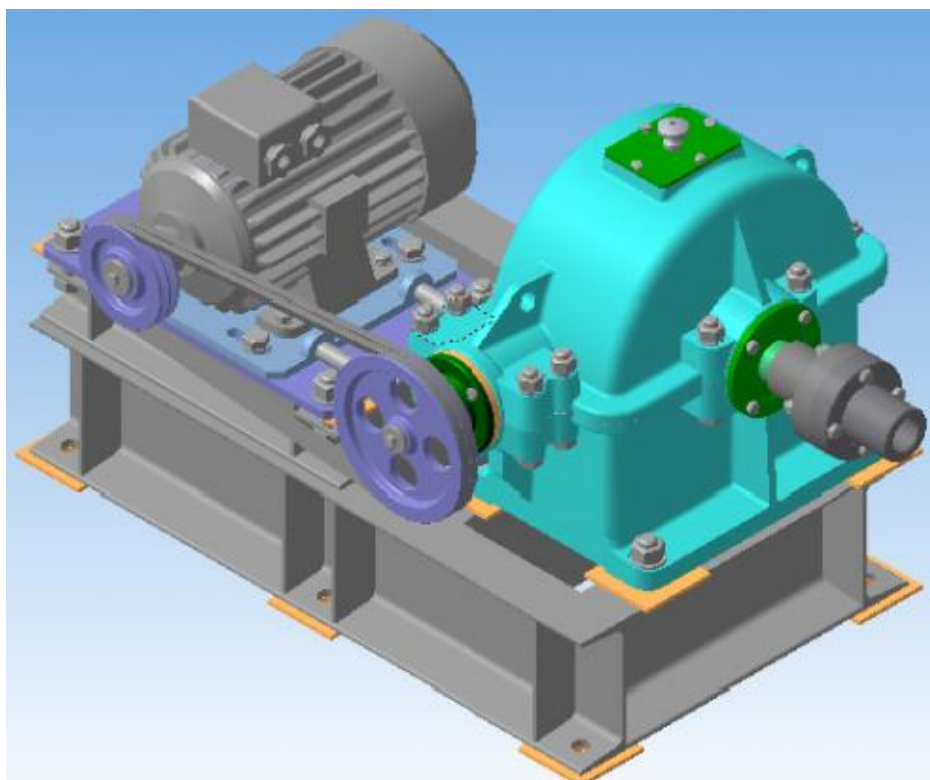
МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Российский государственный аграрный университет –
МСХА имени К.А. Тимирязева»

Кафедра «Сопротивление материалов и детали машин»

С.П. Казанцев, В.А. Матвеев, О.М. Мельников

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДОВ

Учебное пособие



Москва
2016

УДК 621.8
ББК 40.74
К 142

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор
Федерального государственного образовательного учреждения
высшего образования
«Белгородский государственный аграрный университет имени В.Я. Горина»
А.Г. Пастухов

Кандидат технических наук, доцент
Федерального государственного образовательного учреждения
высшего образования
«Ижевская государственная сельскохозяйственная академия»
П.В. Дородов

Казанцев С.П., Матвеев В. А., Мельников О.М.

К 142 Проектирование приводов: учебное пособие. – М: ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева, 2016. – 130 с.

Учебное пособие разработано с учетом требований Минобрнауки РФ для выполнения курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» и курсовой работы по дисциплине «Прикладная механика» студентами ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева.

Пособие содержит методику выбора и проверки стандартных изделий: электродвигателей, редукторов, муфт и т.д., а также справочные материалы, примеры расчетов, необходимые для выполнения курсового проекта и курсовой работы.

УДК 621.8
ББК 40.74

© Казанцев С.П., Матвеев В. А., Мельников О.М., 2016

ВВЕДЕНИЕ

В приводах сельскохозяйственных машин широко используются стандартные устройства: электродвигатели, редукторы, муфты, крепежные детали и т.д. Это упрощает задачу проектирования, снижает стоимость, повышает надежность и долговечность изделия.

В учебное издание включены технические характеристики стандартных изделий, которые применяются в приводах стационарных машин, даны рекомендации по их выбору, изложена методика проектирования механических передач: ременных, цепных, зубчатых и червячных; валов передач и их опор (подшипников). Методика расчета зубчатых и червячных передач разработана применительно к передачам стандартных редукторов.

Цель расчета – используя известные параметры передачи стандартного редуктора, определить нагрузки, действующие в зацеплении и на вал, обосновать рекомендуемый материал и термообработку для изготовления зубчатых колес, выполнить проверочный расчет тихоходного вала и выбрать для него подшипники, подобрать и проверить на прочность болты крепления редуктора к раме.

Таким образом, решая эти задачи, студент овладевает основами проектирования узлов и деталей машин, необходимыми специалисту любого профиля, работающему в сельском хозяйстве.

Методическое пособие рекомендуется использовать при выполнении курсовой работы по прикладной механике и курсового проекта по деталям машин студентами очного, вечернего и заочного обучения по направлению «Агроинженерия».

Глава 1. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

На первом этапе проектирования выбирают электродвигатель, выполняют кинематический и силовой расчет привода: определяют передаточное отношение привода, его ступеней, кинематические и силовые параметры.

Расчет проводят в соответствии с заданной кинематической схемой привода (рис. 1.1). В качестве исходных данных задано: значение вращающего момента на валу рабочего органа машины T_p , кН·м, и частота вращения этого вала n_p , мин⁻¹.

1.1. Выбор электродвигателя по мощности

В приводах стационарных машин сельскохозяйственного назначения используются асинхронные электродвигатели переменного тока серии АИР ГОСТ 183–74 (или 4А ГОСТ 19523–81).

Электродвигатели выпускают в трех исполнениях: на лапах – М1081 (основное исполнение), на лапах и с фланцевым щитом – М2081 и с фланцевым щитом – М3081, с синхронными частотами вращения $n_{дв} = 750; 1000; 1500; 3000$ мин⁻¹ (об/мин) при одинаковых значениях мощности.

Электродвигатели подбирают по расчетной мощности $P_{дв}$ и частоте вращения $n_{дв}$.

Расчетная мощность двигателя, кВт

$$P_{дв} = \frac{P_p}{\eta_o}, \quad (1.1)$$

где P_p – мощность на валу рабочего органа машины; η_o – общий КПД привода.

$$P_p = T_p P_p, \quad (1.2)$$

где T_p – вращающий момент на валу рабочего органа, Н·м ; P_p – угловая скорость вала рабочего органа машины, с⁻¹

$$\omega_p = \frac{\pi n_p}{30}. \quad (1.3)$$

Общий КПД привода определяют как произведение КПД отдельных элементов (для рис. 1.1):

$$\eta_o = \eta_m \eta_{ред} \eta_{5,6}, \quad (1.4)$$

где η_m – КПД муфты; $\eta_{ред}$ – КПД редуктора; $\eta_{5,6}$ – КПД цепной передачи.

Значения КПД элементов передач η_m , $\eta_{ред}$, $\eta_{5,6}$ выбирают по рекомендациям табл. 1.1–1.3.

Значения КПД стандартных редукторов приведены также в приложении 2.

Выбор электродвигателя по приложению 1 осуществляют с учетом значений расчетной мощности $P_{дв}$. В случае продолжительной непрерывной работы (более часа) при максимальной нагрузке должно выполняться условие $P_{дв.н} \geq P_{дв}$, т.е. номинальная мощность двигателя равна или больше мощности расчетной. При таком соотношении температура нагрева двигателя не превысит допустимой.

Значения КПД

Тип передачи	КПД
Зубчатая цилиндрическая	0,97...0,98
Коническая	0,95...0,97
Червячная при передаточном числе: свыше 30 от 14 до 30 от 8 до 14	0,70...0 0,80...0,85 0,85...0,90
Цепная (открытая)	0,90...0,94
Ременная	0,95...0,97
Подшипники качения	0,99...0,995
Муфты приводов	0,97...0,98

Технологические процессы, требующие максимальных затрат мощности, относительно не продолжительны. Основное время двигатель работает с недогрузкой. В этом случае допускается работа двигателя с перегрузкой до 15 % при условии, что продолжительность максимального режима не более часа. Процент перегрузки двигателя Δ_p можно определить по зависимости

$$\Delta_p = \frac{P_{\text{дв,н}} - P_{\text{дв}}}{P_{\text{дв,н}}} 100 \% \leq 15 \%. \quad (1.5)$$

1.2. Выбор двигателя по частоте вращения вала

В литературе по деталям машин используют термины «передаточное отношение» и «передаточное число». Передаточное отношение – это отношение угловых скоростей ведущего звена к ведомому. Так, для привода общее передаточное отношение

$$U_o = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_p} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_p}. \quad (1.6)$$

Передаточное число – это характеристика передачи или в целом привода, показывающее во сколько раз может измениться частота вращения. Общее передаточное число привода определяется как произведение передаточных чисел по ступеням. Зачастую, в практике между этими терминами не делают различий.

Общее передаточное число U_o для привода, состоящего из редуктора и передачи с гибкой связью $U_{\text{г.св}}$ (ременная или цепная передача), равно произведению их передаточных чисел $U_{\text{ред}}$ и $U_{\text{г.св}}$. Так, общее передаточное число для кинематической схемы (рис. 1.1)

$$U_o = U_{\text{ред}} U_{5,6},$$

где $U_{\text{г.св}} = U_{5,6}$ – передаточное число цепной передачи.

Двигатель с рациональной частотой вращения вала выбирают в следующем порядке. Из каталога выписывают обозначения и характеристики четырех электродвигателей, имеющих одинаковую мощность, но разные

частоты вращения. Определяют (1.6) общие передаточные числа для четырех вариантов. Принимая передаточное число передачи гибкой связью $U'_{г.св} = 2,5$, находят предварительно передаточные числа редукторов для четырех вариантов двигателей. Значения передаточных чисел редукторов округляют до ближайших из табл. 1.3. Сопоставляя массы электродвигателей и характеристики редукторов, выбирают вариант с рациональным сочетанием параметров.

Таблица 1.2

Рекомендуемые значения передаточных чисел

Тип передачи	U
Закрытая зубчатая:	
цилиндрическая	2,0...6,3
коническая с прямыми зубьями	2...3
то же с непрямыми зубьями	3,0...5,0
Закрытая червячная	8,0...80
Цепная	2,0...3,0
Ременная	2,0...3,0

1.3. Уточнение передаточного числа передачи гибкой связью

Передаточные числа зубчатых и червячных редукторов назначают стандартными, а для передач гибкой связью передаточное число уточняют расчетом:

$$U_{г. св} = \frac{U_o}{U_{ред}}$$

Таблица 1.3

Значения передаточных чисел и КПД стандартных редукторов

Тип редуктора	Общее передаточное число $U_{ред}$	КПД редуктора $\eta_{ред}$
Цилиндрический одноступенчатый ЦУ	2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3	0,98
Цилиндрический двухступенчатый Ц2У	8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40	0,97
Конический К	3,15; 4,0; 5,0	0,98
Коническо-цилиндрический КЦ1	6,3; 10; 14; 20; 28	0,97
Червячный, типа Ч	8,0; 10; 12,5; 16; 29; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80	0,6...0,9 (см. табл. П14, П17)

1.4. Определение частот вращения валов привода

Частоту вращения задает двигатель (рис. 1.1), поэтому частота вращения входного вала редуктора и шестерни 1 равны $n_1 = n_{дв}$; для промежуточного вала редуктора $n_2 = n_3 = n_1/U_{1,2}$; для выходного вала редуктора $n_4 = n_5 = n_3/U_{3,4}$; для ведомой звездочки 6 частота равна частоте вращения рабочего органа $n_6 = n_p = n_5/U_{5,6}$.

1.5. Определение вращающих моментов на валах привода

Вращающий момент на валу электродвигателя определяют через расчетную мощность $P_{\text{дв}}$ и его частоту вращения $\omega_{\text{дв}}$:

$$T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}}. \quad (1.7)$$

При этом угловая скорость вала двигателя равна $\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30}$

$$\text{или } T_{\text{дв}} = \frac{T_p}{U_o \eta_o}. \quad (1.8)$$

Вращающий момент на входном валу редуктора $T_{\text{вх}}$ равен:

при наличии цепной передачи и установке муфты между двигателем и редуктором (рис. 1.1) $T_{\text{вх}} = T_{\text{дв}} \eta_m$;

при наличии ременной передачи (рис. 1.2) $T_{\text{вх}} = T_2 = T_1 U_{1,2} \eta_{1,2}$; $T_1 = T_{\text{дв}}$.

Вращающий момент на выходном валу редуктора $T_{\text{вых}}$

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} U_{\text{ред}} \eta_{\text{ред}}.$$

Далее вращающие моменты определяют с учетом передаточных чисел и КПД элементов передач.

По окончании расчета выполняют проверку: заданное значение вращающего момента на последнем элементе привода, на валу рабочего органа T_p , должно быть равно значению, определенному по формуле

$$T_p = T_{\text{дв}} U_o \eta_o. \quad (1.9)$$

Пример расчета №1. Выполнить кинематический и силовой расчет привода к ленточному конвейеру (рис. 1.1). Привод состоит из электродвигателя, муфты, двухступенчатого цилиндрического редуктора и цепной передачи.

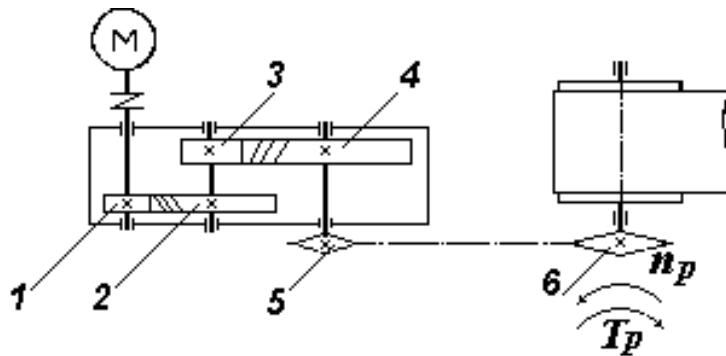


Рис. 1.1. Кинематическая схема привода ленточного конвейера

Исходные данные: вращающий момент на валу рабочего органа конвейера

$$T_p = 0,9 \text{ кН} \cdot \text{м} = 900 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

частота вращения вала рабочего органа конвейера $n_p = 43 \text{ мин}^{-1}$ (об/мин), нагрузка постоянная.

1. Выбор электродвигателя. Расчетная мощность двигателя $P_{\text{дв}} = P_p / \omega_o$.

где $P_p = T_p \omega_p$ – мощность на валу рабочего органа.

Угловая скорость рабочего органа машины

$$\omega_p = \frac{\pi n_p}{30} = \frac{3,14 \cdot 43}{30} = 4,5 \text{ с}^{-1}.$$

Мощность на рабочем валу машины

$$P_p = T_p \omega_p = 900 \cdot 4,5 = 4048 \text{ Вт} = 4,05 \text{ кВт}.$$

Общий КПД привода $\eta_o = \eta_m \eta_{ред} \eta_{5,6} = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,92 = 0,875$.

Значения КПД муфты $\eta_m = 0,98$ и цепной передачи $\eta_{5,6} = 0,92$ выбираем по табл. 1.1, а КПД редуктора $\eta_{ед} = 0,97$ по табл. 1.3.

Требуемая мощность двигателя $P_{дв} = P_p / \eta_o = 4,05 / 0,875 = 4,63 \text{ кВт}$.

Желательно использовать двигатель меньших габаритов. Попытаемся применить двигатели с перегрузкой.

Выбираем электродвигатель АИР с мощностью $P_{дв \text{ ном}} = 4,0 \text{ кВт}$, табл. П1.

Процент перегрузки по формуле (1.5):

$$\Delta P = \frac{P_{дв,н} - P_{дв}}{P_{дв,н}} 100 \% = \frac{4,0 - 4,63}{4,0} 100 \% = 15,75 \geq 15 \%,$$

что превышает допустимую. Следующая большая мощность 5,5 кВт. Такую мощность при различной частоте вращения имеют 4 двигателя. Данные из приложения 1 заносим в таблицу, принимая предварительно передаточное число цепной передачи $U_{5,6} = 2,5$.

Тип эл. двигателя	$n_{дв}$, об/мин (мин ⁻¹)	$U_o = \frac{n_{дв}}{n_p}$	$U_{ц,п}$	$U_p = \frac{U_o}{U_{ц,п}}$	Масса эл. дв., кг
АИР100L2	2850	66,3	2,5	26,5	29
АИР112М4	1432	33,3	2,5	13,3	41
АИР132S6	960	22,3	2,5	8,9	58
АИР132М8	712	16,6	2,5	6,62	64,5

По табл. 1.3 определяем, что полученные значения передаточных чисел U_p редукторов Ц2У близки к стандартным: 25; 12,5; 8; 8. Сравнивая двигатели по массе и соответственно по габаритам предпочтение следует отдать двигателю АИР100L2, $P_{дв.ном} = 5,5 \text{ кВт}$, с частотой вращения $n_{дв} = 2850 \text{ об/мин}$ (мин⁻¹). Общее передаточное отношение $U_o = 66,3$, а ближайшее передаточное число редуктора $U_p = 25$.

2. Уточненное передаточное число цепной передачи

$$U_{5,6} = U_o / U_{ред} = 66,3 / 25 = 2,65.$$

3. Частоты вращения элементов привода

Частота вращения на входном валу редуктора

$$n_{вх} = n_1 = n_{дв} = 2850 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения на выходном валу редуктора (частота вращения ведущей звездочки)

$$n_{вых} = n_5 = n_{вх} / U_{ред} = 2850 / 25 = 114 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения ведомой звездочки, равная частоте вращения вала рабочего органа машины

$$n_p = n_6 = n_{\text{вых}}/U_{5,6} = 114/2,65 = 43,02 \text{ мин}^{-1}.$$

4. Вращающие моменты на элементах привода

Вращающий момент на валу двигателя

$$T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{4,63 \cdot 10^3}{298,3} = 15,52 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Угловая скорость вала двигателя

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2850}{30} = 298,3 \text{ с}^{-1}.$$

Или по (1.8) вращающий момент

$$T_{\text{дв}} = \frac{T_p}{U_o \eta_o} = \frac{900}{66,3 \cdot 0,875} = 15,52 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты одинаковы.

Момент на входном валу редуктора $T_{\text{вх}} = T_{\text{дв}} \eta_m = 15,52 \cdot 0,98 = 15,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$,
момент на выходном валу редуктора $T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} U_p \eta_p = 15,2 \cdot 25 \cdot 0,97 = 368,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$,
момент на валу рабочего органа машины

$$T_p = T_{\text{вых}} U_{5,6} \eta_{5,6} = 368,8 \cdot 2,65 \cdot 0,92 = 899,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка по (1.8) $T_p = T_{\text{дв}} U_o \eta_o = 15,52 \cdot 66,3 \cdot 0,875 = 900,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Значения T_p практически одинаковы.

Пример расчета № 2. Выполнить кинематический и силовой расчет привода к шнековому транспортеру (рис. 1.2). Привод состоит из электродвигателя, ременной передачи, одноступенчатого цилиндрического редуктора и муфты.

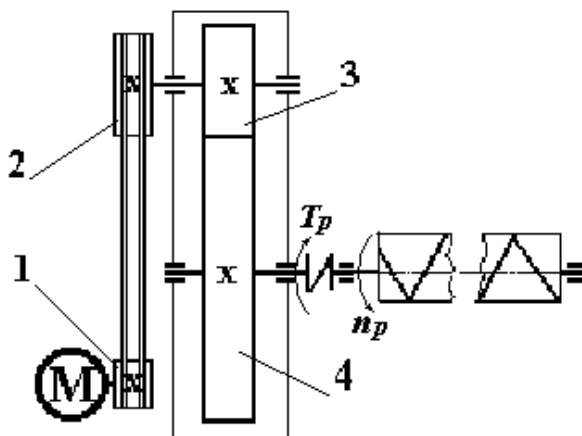


Рис. 1.2. Кинематическая схема привода шнекового транспортера

Исходные данные: крутящий момент на валу рабочего органа транспортера $T_p = 0,45 \text{ кН} \cdot \text{м} = 450 \text{ Н} \cdot \text{м}$; частота вращения вала рабочего органа транспортера $n_p = 75 \text{ об/мин (мин}^{-1})$; нагрузка постоянная.

1. Выбор электродвигателя. Расчетная мощность двигателя

$$P_{\text{дв}} = P_p / \eta_o,$$

где $P_p = T_p \omega_p$ – мощность на валу рабочего органа.

Угловая скорость рабочего органа машины

$$\omega_p = \frac{\pi n_p}{30} = \frac{3,14 \cdot 75}{30} = 7,85 \text{ с}^{-1}.$$

$$P_p = T_p \omega_p = 450 \cdot 7,85 = 3533 \text{ Вт} = 3,53 \text{ кВт}.$$

Общий КПД привода $\eta_o = \eta_{1,2} \eta_{ред} \eta_m = 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,91$.

Значения КПД ременной передачи и муфты выбираем по табл. 1.1, $\eta_{1,2} = 0,95$, $\eta_m = 0,98$, а КПД редуктора $\eta_{ред} = 0,98$ по табл. 1.3.

Требуемая мощность двигателя $P_{дв} = P_p / \eta_o = 3,53 / 0,91 = 3,88 \text{ кВт}$.

По приложению табл. П1 выбираем электродвигатель АИР с мощностью $P_{дв ном} = 4,0 \text{ кВт}$. Необходимость проверки двигателя на перегруженность отпадает, так как номинальная мощность выше требуемой.

Такую мощность при различной частоте вращения имеют 4 двигателя. Данные из приложения заносим в таблицу, принимая предварительно передаточное число ременной передачи $U_{р.п} = U_{1,2} = 2,5$.

По табл. 1.3 максимальное передаточное число для редукторов типа ЦУ $U_p = 6,3$, следовательно, электродвигатели с частотой вращения 2850, 1410 мин^{-1} для заданной кинематической схемы привода не приемлемы.

Сравнивая двигатели по массе и соответственно по габаритам предпочтение следует отдавать двигателю АИР112М6, $P_{дв ном} = 4,0 \text{ кВт}$ с частотой вращения 950 об/мин (мин^{-1}). Передаточное число редуктора назначим ближайшее большее $U_p = 5,6$. В этом случае передаточное число ременной передачи уменьшится.

Тип эл. двигателя	$n_{дв}$, об/мин (мин^{-1})	$U_o = \frac{n_{дв}}{n_p}$	$U_{р.п}$	$U_p = \frac{U_o}{U_{р.п}}$	Масса эл. дв., кг
АИР100S2	2850	38	2,5	15,2	23
АИР100L4	1410	18,8	2,5	7,52	29
АИР112М6	950	12,66	2,5	5,06	41
АИР132S8	716	9,55	2,5	3,82	58

2. Уточняем передаточное число ременной передачи $U_{1,2}$.

$$U_{1,2} = U_o / U_{ред} = 12,66 / 5,6 = 2,26.$$

3. Частоты вращения элементов привода.

Частота вращения ведущего шкива 1 $n_1 = n_{дв} = 950 \text{ мин}^{-1}$.

На входном валу редуктора $n_{вх} = n_2 = n_{дв} / U_{1,2} = 950 / 2,26 = 420,2 \text{ мин}^{-1}$.

Частота вращения на выходном валу редуктора (частота вращения вала рабочего органа машины)

$$n_{вых} = n_{раб} = n_{вх} / U_{ред} = 420,2 / 5,6 = 75,04 \text{ мин}^{-1}.$$

4. Вращающие моменты на элементах привода.

Вращающий момент на валу двигателя

$$T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{3,88 \cdot 10^3}{99,43} = 39,0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Угловая скорость вала двигателя

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 950}{30} = 99,43 \text{ с}^{-1}.$$

Или по (1.7) крутящий момент

$$T_{\text{дв}} = \frac{T_p}{U_o \eta_o} = \frac{450}{12,66 \cdot 0,91} = 39,06 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Сходимость результатов достаточно высокая.

Момент на входном валу редуктора

$$T_{\text{вх}} = T_{\text{дв}} U_{1,2} \eta_{1,2} = 39,0 \cdot 2,26 \cdot 0,95 = 83,86 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент на выходном валу редуктора

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} U_p \eta_p = 83,86 \cdot 5,6 \cdot 0,98 = 460,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент на валу рабочего органа машины

$$T_p = T_{\text{вых}} \eta_m = 460,2 \cdot 0,98 = 451,0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Проверка:

$$T_p = T_{\text{дв}} U_o \eta_o = 39,0 \cdot 12,66 \cdot 0,91 = 449,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Сходимость результатов высокая, что подтверждает правильность расчетов.

Глава 2. РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Основными критериями работоспособности ременных передач являются: тяговая способность и долговечность. По тяговой способности проводят проектный расчет передачи. В процессе расчета выбирают тип ремня и определяют геометрические параметры передачи (рис. 2.1).

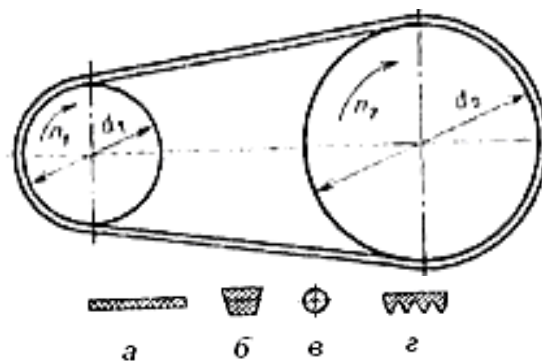


Рис. 2.1. Схема ременной передачи и возможная форма сечений ремня:
а – плоский; б – клиновой; в – круглый; г – поликлиновой

2.1. Расчет клиноременной передачи

Основные параметры клиновых резинотканевых ремней: форма и размеры поперечного сечения, длина ремня и параметры шкивов регламентированы ГОСТ 1284.1–89 и 1284.2–89. Проектирование передачи при

заданных значениях передаваемой мощности, частоты вращения ведущего шкива и передаточного отношения начинают с выбора типа клинового ремня, затем определяют требуемое число ремней.

2.1. Тип ремня выбирают в зависимости от величины вращающего момента на ведущем шкиве (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Ремни клиновые

Тип ремня	Обозначение сечения	b_p , мм	b_o , мм	h , мм	y_o , мм	A , мм ²	d_{min} , мм	T_1 , Н·м
Клиновые ремни нормального сечения по ГОСТ 1284.1–89*; 1284.2–89*	Z	8,5	10	6	2,1	47	63	До 30
	A	11	13	8	2,8	81	90	15...60
	B	14	17	10,5	4,0	138	125	50...150
	C	19	22	13,5	4,8	230	200	120...600
	D	27	32	19	6,9	476	315	450...2400
	E	32	38	23,5	8,3	692	500	1600...6000
	EO	42	50	30	10,6	1170	800	Свыше 2500

Примечание. A – площадь поперечного сечения ремня.

2.2. Определяют диаметры шкивов. Диаметр ведущего шкива d_1 , мм:

$$d_1 \geq 30...40\sqrt[3]{T_1}, \quad (2.1)$$

где T_1 – вращающий момент на ведущем шкиве, Нм.

Диаметр ведомого шкива d_2

$$d_2 = d_1 U_{1,2} \quad (2.2)$$

Полученные значения d_1 и d_2 уточняют по ряду диаметров в табл. 2.4.

Определяют фактическое значение передаточного числа

$$U_\phi = d_2/d_1(1 - \varepsilon), \quad (2.3)$$

где $\varepsilon = 0,01...0,02$ – коэффициент относительного скольжения ремня.

Отклонение фактического передаточного числа от заданного

$$\Delta U = \{(U_\phi - U_{1,2})/U_{1,2}\} \cdot 100 \% \quad (2.4)$$

должно быть минимальным.

2.3. Минимальное межосевое расстояние передачи

$$a \geq 0,55 (d_1 + d_2) + h, \quad (2.5)$$

где h – высота ремня (табл. 2.1 и рис. 2.2).

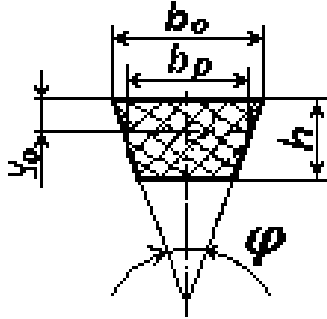


Рис. 2.2. Сечение клинового ремня

В практике приходится увеличивать межосевое расстояние, чтобы при компоновке салазки электродвигателя не накладывались на редуктор. Реально следует принимать

$$a \geq (d_1 + d_2). \quad (2.6)$$

Для удобства дальнейших расчетов значение межосевого расстояния можно округлить до целого большего.

2.4. Определяют требуемую длину ремня $L_{тр}$

$$L_{тр} = 2a + \pi \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (2.7)$$

Расчетное (требуемое) значение $L_{тр}$ уточняют до стандартного ($L_{ут}$). Стандартный ряд длин (по ГОСТ 1284.3–80): 400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, (3350), 3550, (3750), 4000, (4250), 4500.

2.5. Уточняют окончательно значение межосевого расстояния передачи $a_{ут}$

$$a_{ут} = 0,125 \left\{ 2L_{ут} - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L_{ут} - (d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}. \quad (2.8)$$

Однако высокая точность счета при этом не требуется, так как в процессе эксплуатации натяжение ремня, как правило, регулируется изменением межосевого расстояния. В практических расчетах межосевое расстояние можно уточнить

$$a_{ут} = a + \frac{L_{ут} - L_{тр}}{2}, \quad (2.9)$$

где $L_{ут}$ и $L_{тр}$ – уточненная длина ремня и предварительно требуемая расчетная. Незначительное изменение длины ремня $\Delta = L_{ут} - L_{тр}$ требует в два раза меньшей $\Delta/2$ корректировки межосевого расстояния.

2.6. Угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} \geq 150^\circ. \quad (2.10)$$

Допустимое значение $[\alpha_1] \geq 90...120^\circ$.

2.7. Определяют скорость ремня

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (2.11)$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива, об/мин (мин^{-1}).

2.8. Необходимое число ремней для передачи заданной мощности:

$$z = \frac{P}{[P_1] C_z} \leq 6, \quad (2.12)$$

где P – передаваемая мощность ведущим шкивом, кВт;

C_z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями (табл. 2.2). Число ремней предварительно можно назначить из соотношения $z = \frac{P}{[P_1]}$.

Таблица 2.2

Значения коэффициента C_z

z	1	2...3	4...6
C_z	1	0,95	0,9

Допустимая мощность, которую может передать один ремень в реальных условиях эксплуатации:

$$[P_1] = [P_0] C_\alpha C_p C_L C_u, \quad (2.13)$$

где $[P_0]$ – допустимая мощность, которую может передать один ремень в экспериментальных условиях (табл. 2.4).

Значения C_α следует принять по табл. 2.3, увеличив на 0,01.

Таблица 2.3

Значения коэффициента C_α

α , град	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,79	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0

C_p – коэффициент, учитывающий влияние характера нагрузки и режима работы:

при спокойной нагрузке и односменной работе $C_p = 1$;

при умеренных колебаниях $C_p = 0,9$;

при значительных колебаниях $C_p = 0,8$;

при двухсменной работе следует уменьшить значение C_p на 0,1; при трехсменной – на 0,2.

C_u – коэффициент передаточного отношения (табл. 2.4).

Таблица 2.4

Значения коэффициента C_u

U	1	1,1	1,2	1,4	1,8	>2,5
C_u	1	1,04	1,07	1,1	1,12	1,14

C_L – коэффициент длины ремня,

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}}, \quad (2.14)$$

где L_0 – базовая длина клинового ремня (табл. 2.5).

Полученное число ремней округляют до ближайшего большего целого. Если полученное значение больше 6, следует, либо увеличить диаметры шкивов, либо выбрать ремень большего сечения.

Таблица 2.5

Мощность P_0 , передаваемая одним ремнем (ГОСТ 1284.3–96)

Сечение ремня (базовая длина L_0 , мм)	Расчетный диаметр d_1 , мм	Значения P_0 , при скорости V , м/с						
		3	5	10	15	20	25	30
Z (1320)	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	–	–
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	–
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	–
	90	0,44	0,62	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10	2,04
	112	0,48	0,78	1,32	1,80	2,12	2,30	2,28
A (1700)	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	–	–
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	–
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70	3,64
	160	0,85	1,32	2,35	3,20	3,80	4,12	4,16
	180	0,88	1,38	2,47	3,39	4,05	4,47	4,56
B (2240)	125	0,92	1,39	2,26	2,80	–	–	–
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	–	–
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43	6,38
	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,5	7,05	7,15
	250	1,54	2,39	4,29	5,85	7,00	7,70	7,90
	280	1,57	2,50	4,50	6,15	7,40	8,20	8,50
C (3550)	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	–	–
	224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95	7,06
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,6	9,05
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1	10,9
	315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5	12,5
	355	2,76	4,32	7,70	10,5	12,6	13,8	14,1
	400	2,89	4,54	8,10	11,1	13,3	15,9	15,4
	450	3,00	4,70	8,50	11,7	14,2	15,9	16,6
D (6000)	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1	15,4
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1	20,2
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6	24,5

	500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5	27,8
	560	5,90	9,24	16,6	22,5	27,0	29,8	31,0
	630	6,30	9,75	17,9	24,1	29,2	32,5	33,9
	710	6,56	10,3	18,6	25,5	31,0	34,9	36,6
	800	6,82	10,7	19,4	26,8	32,6	37,0	39,0
Е (7100)	500	6,84	10,4	17,2	23,5	27,1	28,2	–
	560	7,45	11,4	19,9	26,5	31,1	33,3	32,6
	630	8,02	12,4	21,8	29,4	34,9	38,0	38,3
	710	8,53	13,2	23,5	31,9	38,3	42,3	43,4
	800	9,0	14,0	25,0	34,2	41,3	46,1	47,9
	900	9,3	14,6	26,0	36,2	43,8	48,4	51,8

2.9. Определяют силу предварительного натяжения одного ремня:

$$F_0 = \sigma_0 A, \quad (2.15)$$

где $\sigma_0 = 1,6$ МПа – начальное напряжение для резинотканевых клиновых ремней.

2.10. Определяют нагрузки на валы:

$$F_0 = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2}. \quad (2.16)$$

Пример расчета. Выполнить расчет клиноременной передачи привода планчатого транспортера. Исходные данные для расчета: передаваемая мощность (на ведущем шкиве) $P = 3,88$ кВт, частота вращения ведущего шкива $n_1 = 950$ об/мин (мин^{-1}), передаточное отношение $U = 2,26$. Нагрузка спокойная, работа двухсменная.

1. По таблице 2.1 выбираем тип клинового ремня.

Вращающий момент на ведущем шкиве известен из силового расчета или можно определить

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{3,88 \cdot 10^3}{99,43} = 39,0 \text{ Нм},$$

$$\text{где } \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 950}{30} = 99,43 \text{ с}^{-1}.$$

По табл. 2.1 назначаем сечение ремня – А.

2. Определяем минимальный диаметр ведущего шкива:

$$d_1 = 30 \dots 40 \sqrt[3]{T_1} = 30 \dots 40 \sqrt[3]{39,0} = 102 \dots 136 \text{ мм}.$$

Значение d_1 уточняем из ряда диаметров по табл. 2.4: $d_1 = 125$ мм.

Диаметр ведомого шкива $d_2 = d_1 U_{1,2} = 125 \cdot 2,26 (1 - 0,015) = 278,3$ мм.

Из ряда диаметров ближайшие значения d_2 : 250 мм и 280 мм

Фактическое передаточное отношение при $\varepsilon = 0,015$:

$$\text{при } d_2 = 280 \text{ мм} \quad U_{1,2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{280}{125(1 - 0,015)} = 2,27;$$

$$\text{при } d_2 = 315 \text{ мм} \quad U_{1,2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{250}{125(1 - 0,015)} = 2,03.$$

Наименьшее отклонение заданного передаточного отношения от фактического при $d_2 = 280$ мм. Следовательно, $d_1 = 125$ мм, $d_2 = 280$ мм.

3. Предварительное значение межосевого расстояния

$$a \geq (d_1 + d_2) = (280 + 125) = 405 \text{ мм.}$$

4. Требуемая длина ремня $L_{\text{тр}}$

$$L_{\text{тр}} = 2a + \pi \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 405 + 3,14 \frac{280 + 125}{2} + \frac{(280 - 125)^2}{4 \cdot 405} = 1460,7 \text{ мм.}$$

Уточненную длину ремня $L_{\text{ут}}$ выбираем из стандартного ряда, $L_{\text{ут}} = 1500$ мм.

5. Уточняем межосевое расстояние $a_{\text{ут}}$

$$a_{\text{ут}} = a + \frac{L_{\text{ут}} - L_{\text{тр}}}{2} = 405 + \frac{1500 - 1460,7}{2} \approx 425 \text{ мм.}$$

6. Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{280 - 125}{425} = 159,2^\circ,$$

что больше минимально допустимого $[\alpha_{\square}] \geq 120^\circ$.

7. Скорость ремня

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 950}{60 \cdot 1000} = 6,21 \text{ м/с.}$$

8. Требуемое число ремней

$$z = \frac{P}{[P_1] C_z} \leq 6.$$

Допустимая мощность, передаваемая одним ремнем в реальных условиях эксплуатации, равна $[P_1] = [P_0] C_\alpha C_p C_L C_u$.

Допустимую мощность, передаваемую одним ремнем по экспериментальным данным, определяем по табл. 2.4 методом интерполяции $[P_0] \approx 1,36$ кВт, при $V = 6,21$ м/с.

по таблице 2.3 $C_\alpha = 0,93$; при двухсменной работе $C_p = 0,9$;

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} = \sqrt[6]{\frac{1500}{1700}} = 0,98; \text{ по таблице 2.5 } C_u = 1,14.$$

$$[P_1] = 1,36 \cdot 0,93 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 1,14 = 1,27 \text{ кВт.}$$

по таблице 2.2 $C_z = 0,95$ (приблизительно $z = P/[P_1]$),.

$$z = \frac{P}{[P_1] C_z} = \frac{3,88}{1,27 \cdot 0,95} = 3,21, \text{ принимаем } z = 4.$$

9. Сила предварительного натяжения одного ремня

$$F_0 = \sigma_0 A = 1,6 \cdot 81 = 129,6 \text{ Н;}$$

площадь поперечного сечения ремня $A = 81 \text{ мм}^2$ (табл. 2.1);

начальное напряжение $\sigma_0 = 1,6$ МПа (см. 2.9).

10. Определяем нагрузку на валы

$$F = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 129,6 \cdot 4 \cdot 0,9816 = 1017 \text{ Н.}$$

2.2. Конструирование шкивов

Шкивы ременных передач изготавливают из чугуна, стали и легких сплавов литыми, точеными или сварными. При окружной скорости передачи $V < 30$ м/с обычно применяют литые шкивы из чугуна. Шкивы малых диаметров (до 350 мм) выполняют сплошными или с отверстиями, шкивы больших диаметров – со спицами для уменьшения массы и удобства крепления. Ступица может располагаться симметрично или несимметрично относительно обода. В широких шкивах ступицу можно делать короче обода.

Размеры ступицы шкивов зависят от диаметра посадочного отверстия $d_{\text{в}}$. Диаметр ступицы $d_{\text{ст}} = 1,6d_{\text{в}}$; длина ступицы $l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5)d_{\text{в}}$.

Параметры шкивов для приводных клиновых ремней представлены на рис. 2.3 и в табл. 2.6. Толщина диска $C = (1,2 \dots 1,3)\delta$.

Ширина обода шкива $B = (z - 1)e + 2f$,

где z – число клиновых ремней;

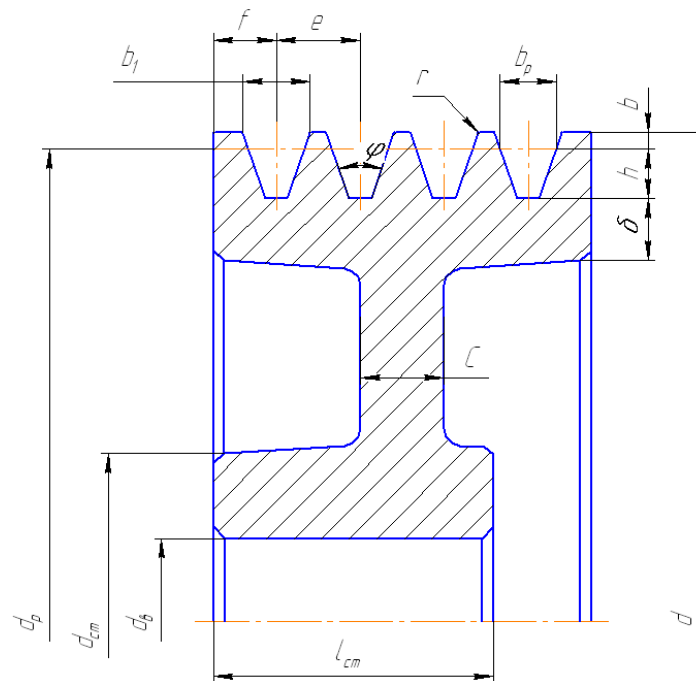


Рис. 2.3. Размеры шкивов клиноременных передач

Таблица 2.6

Размеры клиноременных шкивов

Параметры профиля, мм (рис. 2.3)	Сечение ремня по ГОСТ 1284.1–89*				
	Z(O)	A	B(B)	C(B)	D(I)
b_p	8,5	11,0	14,0	19,0	27,0
b	2,5	3,3	4,2	5,7	8,1
h , не менее	7,0	8,7	10,8	14,3	19,9

e	12,0	15,0	19,0	25,5	37,0
f	8,0	10,0	12,5	17,0	24,0
r	0,5	1,0	1,0	1,5	2,0
b_1 при $\alpha = 40^\circ$	10,2	13,4	17,0	23,1	32,9

Глава 3. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

В приводах сельскохозяйственных машин широко используются приводные роликовые цепи ПР (рис. 3.1). Основные параметры цепей ПР регламентированы ГОСТ 13568–97.

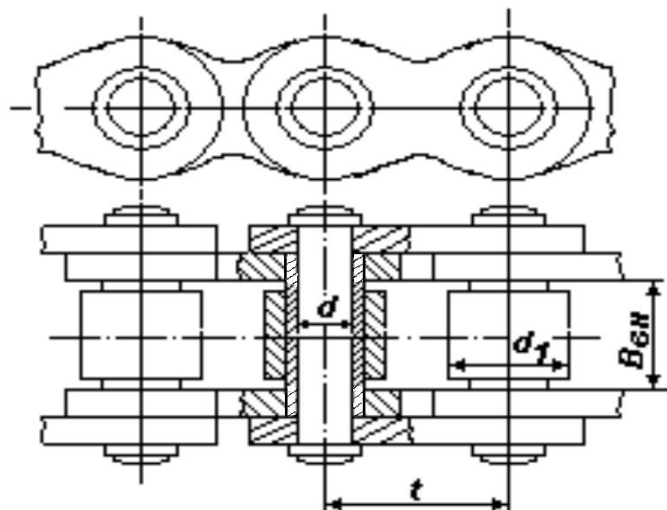


Рис. 3.1. Размеры звеньев однорядной втулочно-роликовой цепи

В обозначении роликовой цепи указывают: тип, шаг, разрушающую нагрузку, кг, и номер ГОСТ. Например: Цепь ПР 25,4-5670 ГОСТ 13568–97 – приводная роликовая, шаг 25,4 мм, разрушающая нагрузка 5670 кг.

У многорядных цепей в начале обозначения указывают число рядов (2ПР...).

Таблица 3.1

Приводные роликовые цепи (из ГОСТ 13568–97)

Цепь	Шаг цепи t , мм	Расстояние между внутрен. пластинами $B_{вн}$, мм	Диаметр ролика d_1 , мм	Проекция площади шарнира $A_{оп}$, мм ²	Разрушающая нагрузка $F_{разр}$, кН	Масса 1 м цепи q , кг
ПР 9,525-910	9,525	5,72	6,35	28	9,10	0,45
ПР 12,7-1820-1	12,70	5,40	8,51	40	18,20	0,65
ПР 12,7-1820-2*	12,70	7,75	8,51	50	18,20	0,75
ПР 15,875-2270-1	15,875	6,48	10,16	55	22,70	0,8
ПР 15,875-2270-2*	15,875	9,65	10,16	71	22,70	1,0
ПР 19,05-3180*	19,05	12,70	11,91	105	31,80	1,9
ПР 25,4-5670*	25,40	15,88	15,88	180	56,70	2,6
ПР 31,75-8850*	31,75	19,05	19,05	260	88,50	3,8
ПР 38,1-12700*	38,10	25,40	22,23	395	127,00	5,5
ПР 44,45-17240*	44,45	25,40	25,70	475	172,40	7,5
ПР 50,8-22680*	50,80	31,75	28,58	645	226,80	9,7

*Цепи, которые изготавливаются одно-, двух- или трехрядными.

3.1. Критерии работоспособности и расчета

Основными причинами выхода из строя цепных передач являются: износ шарниров цепи, усталостные разрушения пластин, проворачивание валиков и втулок в местах запрессовки, выкрашивание и разрушение роликов, износ зубьев звездочек.

Детали стандартных цепей равнопрочные. Это условие обеспечивается соотношением размеров деталей, их материалами и термообработкой. Расчет стандартных цепей проводят по двум основным критериям работоспособности: износостойкости шарниров и прочности цепи.

3.1.1. Расчет цепи на износостойкость по среднему давлению в шарнирах.

Основным критерием расчета на износостойкость является величина давления в шарнире цепи

$$p = \frac{F_t K_э}{A_{оп}} \leq [p], \quad (3.1)$$

где F_t – окружная сила, Н; $A_{оп}$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира, мм² (табл. 3.1); $K_э$ – коэффициент эксплуатации; $[p]$ – допустимое давление в шарнире, МПа (табл. 3.2).

$$F_t = \frac{P_1}{V}, \quad (3.2)$$

где P_1 – мощность на ведущей звездочке, Вт; V – скорость цепи, м/с;

Таблица 3.2

Допустимое давление в шарнирах роликовых цепей

Шаг цепи t , мм	$[p]_0$, МПа, при частоте вращения малой звездочки, об/мин (мин ⁻¹)							
	50	200	400	600	800	1000	1200...2000	1600
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75...38,1	35	29	24	21	18,3	16,6	15	
44,45...50,8	35	26	21	17,5	16			

$$V = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (3.3)$$

где z_1 – число зубьев ведущей звездочки; t – шаг цепи, мм; n_1 – частота вращения ведущей звездочки (выходного вала редуктора $n_{вых}$), мин⁻¹.

$$K_э = K_d K_a K_H K_{см} K_{рег} K_{реж}, \quad (3.4)$$

где K_d – коэффициент динамичности, учитывает характер нагрузки, при спокойной нагрузке $K_d = 1$, при нагрузке с умеренными толчками $K_d = 1,2...1,5$, при сильных толчках $K_d = 1,8$; K_a – коэффициент межосевого расстояния или длины цепи, при межосевом расстоянии цепной передачи $a = (30...50)t$ (t – шаг цепи), $K_a = 1$; при $a < 25t$ $K_a = 1,25$; при $a = (60...80)t$ $K_a = 0,9$; K_H – коэффициент наклона передачи к горизонту; при угле наклона линии центров звездочек к горизонту до 60° $K_H = 1$, более 60° $K_H = 1,25$; $K_{см}$ – коэффициент смазки; при

непрерывном смазывании в масляной ванне $K_{см} = 0,8$, при регулярном капельном смазывании $K_{см} = 1$, при периодическом смазывании $K_{см} = 1,5$; $K_{рег}$ – коэффициент регулировки передачи; при регулировании натяжения цепи перемещением оси одной из звездочек $K_{рег} = 1$, при натяжении оттяжными звездочками $K_{рег} = 1,1$, для нерегулируемых передач $K_{рег} = 1,25$; $K_{реж}$ – коэффициент режима или продолжительности работы передачи; при односменной работе $K_{реж} = 1$, при двухсменной $K_{реж} = 1,25$, при трехсменной $K_{реж} = 1,45$.

3.1.2. Проверка цепи на прочность по коэффициенту запаса прочности.

Условную величину коэффициента запаса прочности K определяют

$$K = \frac{F_{разр}}{F_{1max}} \geq 5...6, \quad (3.5)$$

где $F_{разр}$ – разрушающая нагрузка, Н (табл. 3.1); F_{1max} – натяжение наиболее нагруженной ветви, Н;

$$F_{1max} = K_d F_t + F_q + F_v, \quad (3.6)$$

где F_q – натяжение от силы тяжести, Н; F_v – натяжение от центробежных сил, Н;

$$F_q = K_f a q g, \quad (3.7)$$

где K_f – коэффициент провисания (зависит от расположения передачи), $K_f = 6$ для горизонтальных передач, $K_f = 3$ для передач, расположенных под углом 40° , $K_f = 1$ для вертикальных передач; a – межосевое расстояние передачи, м; q – масса одного метра цепи, кг (табл. 3.1); g – ускорение свободного падения, $м/с^2$;

$$F_v = q V^2, \quad (3.8)$$

где V – скорость цепи, м/с (3.3).

3.2. Порядок проектирования цепной передачи

3.2.1. Проектный расчет цепной передачи начинают с выбора чисел зубьев звездочек. Оптимальное число зубьев ведущей звездочки определяют по условию $z_1 = 29 - 2U_{1,2} \geq 13$; число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 U_{1,2} \leq 100...120$.

Желательно принимать с целью сокращения габаритов передачи меньшие нечетные значения z_1 и любые ближайшие значения z_2 .

3.2.2. Шаг цепи определяют по формуле

$$t = 2,83 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_9}{z_1 [p] m}}, \quad (3.9)$$

где T_1 – вращающий момент на ведущей звездочке, Н·м;

m – коэффициент, учитывающий число рядов цепи: для однорядных цепей $m = 1$; двухрядных $m = 1,8$; для трехрядных $m = 2,7$.

Шаг приближенно можно определять по зависимости

$$t = 1,25 \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1 m}}. \quad (3.10)$$

Полученное значение шага уточняют по ГОСТ 13568–75* (табл. 3.1), принимая меньшее ближайшее значение. При меньшем шаге меньше габариты передачи.

3.2.3. Задают значение межосевого расстояния передачи, измеренного в шагах: $a_t = 30 \dots 50$.

3.2.4. Для продолжения расчета необходимо убедиться в работоспособности цепи данного шага. Используя формулы (3.1)–(3.3), производят проверку цепи на износостойкость. В случае незначительного превышения действующего среднего давления над допустимым, порядка 10 %, можно пропорционально увеличить числа зубьев на звездочках. При этом возрастет скорость цепи, уменьшится окружная сила и соответственно снизится среднее давление в шарнирах. Снижение среднего давления в шарнирах можно добиться при переходе на больший шаг, что значительно увеличит габариты передачи.

3.2.5. Определяют число звеньев цепи

$$L_t = 2a_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{\left[\frac{(z_2 - z_1)}{2\pi} \right]^2}{a_t}. \quad (3.11)$$

Полученное значение округляют до целого четного числа.

3.2.6. Определяют межосевое расстояние передачи:

$$a = 0,25t \left[L_t - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (3.12)$$

Следует отметить, что для цепи обязательно предусматривается способ натяжения. Округление длины цепи в пределах одного шага практически не влияет на межосевое расстояние. Поэтому межосевое расстояние можно не уточнять.

3.2.7. Определяют длину цепи, мм:

$$L = L_t t. \quad (3.13)$$

3.2.8. Определяют диаметры звездочек: диаметр делительной окружности

$$d_d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}, \quad (3.14)$$

диаметр окружности выступов зубьев

$$D_e = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right), \quad (3.15)$$

Эту зависимость можно усовершенствовать для восприятия физической сущности

$$D_e = 0,5 t + \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z}} = d_d + 0,5 t, \quad (3.16)$$

т.е. диаметр окружности выступов звездочки равен диаметру делительной окружности плюс половина шага цепи. Синусы и тангенсы относительно малых углов практически равны и произведение шага t на второе слагаемое в формуле (3.15) будет равно диаметру делительной окружности звездочки:

$$\frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z}} \approx \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = d_d.$$

Диаметр окружности впадин зубьев $D_i = d_d - (d_p + 0,1)$, где d_p – диаметр ролика (табл. 3.1).

3.2.9. Определяют нагрузку на валы:

$$F_B = F_t + 2F_q, \text{ или } F_B = (1,1 \dots 1,15)F_t. \quad (3.17)$$

3.2.10. Используя зависимости (3.5)–(3.8), выполняют проверочный расчет передачи на прочность.

Пример расчета. Выполнить расчет цепной передачи со стандартной роликовой цепью для привода ленточного транспортера (рис. 1.1). Вращающий момент на валу ведущей звездочки $T_1 = 368,8 = 369$ Нм; передаточное отношение цепной передачи $U_{1,2} = 2,65$ (на рис. 1.1 $U_{\text{цепн}} = U_{5,6}$); частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 114$ мин⁻¹ (об/мин), мощность на рабочем валу транспортера (на ведомой звездочке) $P_p = 4,05$ кВт. Передача горизонтальная, открытая, работает в одну смену; смазка периодическая; натяжение цепи регулируется оттяжной звездочкой; нагрузка с умеренными толчками.

1. Определяем число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 29 - 2U_{1,2} = 29 - 2 \cdot 2,65 = 23,7; \text{ принимаем } z_1 = 23 \text{ (} z_1 \text{ – нечетное число!)}.$$

Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 U_{1,2} = 23 \cdot 2,65 = 60,95; \text{ принимаем } z_2 = 61 \text{ (может быть четным числом).}$$

2. Определяем шаг цепи. Назначаем однорядную цепь

$$t = 1,25 \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1 m}} = 1,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{369 \cdot 10^3}{23 \cdot 1}} = 31,5 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 13568–75 (табл. 3.1) принимаем $t = 31,75$ мм.

3. Принимаем значение межосевого расстояния в шагах $a_t = 40$.

4. Проверка цепи на износостойкость по среднему давлению в шарнирах.

$$p = \frac{F_t K_\Sigma}{A_{\text{оп}}} \leq [p].$$

$$\text{Окружная сила } F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{4,4 \cdot 10^3}{1,39} = 3165 \text{ Н.}$$

$$\text{Мощность на ведущей звездочке } P_1 = \frac{P_p}{\eta_{\text{цеп}}} = \frac{4,05}{0,92} = 4,4 \text{ кВт.}$$

$$\text{Скорость цепи } V = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{23 \cdot 31,75 \cdot 114}{60 \cdot 1000} = 1,39 \text{ м/с.}$$

Коэффициент эксплуатации $K_3 = K_d K_a K_n K_{cm} K_{рег} K_{реж}$.

По рекомендациям 3.1 с учетом принятых условий эксплуатации принимаем: $K_d = 1,2$; $K_a = 1$; $K_n = 1$; $K_{cm} = 1,5$; $K_{рег} = 1,1$; $K_{реж} = 1$.

$$K_3 = 1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,1 = 1,98.$$

Проекция площади шарнира (табл. 3.1): $A_{оп} = 260 \text{ мм}^2$.

Допустимое давление (табл. 3.2) $[p] = 33 \text{ МПа}$,

$$p = \frac{3165 \cdot 1,98}{260} = 24,1 \text{ МПа} < [p]. \text{ Условие износостойкости выполняется.}$$

5. Число звеньев цепи

$$L_t = 2a_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{\left[(z_2 - z_1) / 2\pi \right]^2}{a_t} = 2 \cdot 40 + \frac{23 + 61}{2} + \frac{\left[(61 - 23) / 2 \cdot 3,14 \right]^2}{40} = 122,9.$$

Принимаем *четное* число звеньев $L_t = 122$.

6. Межосевое расстояние в мм

$$A = 40t = 40 \cdot 31,75 = 1270 \text{ мм.}$$

В этом случае a не уточняем, так как длина цепи сократилась на 0,9 шага.

7. Длина цепи в мм

$$L = L_t t = 122 \cdot 31,75 = 3873,5 \text{ мм.}$$

8. Делительные диаметры звездочек:

$$d_{d1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{23}} = \frac{31,75}{0,136} = 233,17 \text{ мм;}$$

$$d_{d2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{61}} = \frac{31,75}{0,048} = 616,76 \text{ мм.}$$

Диаметры окружности выступов зубьев

$$D_{e1} = d_{d1} + 0,5t = 233,17 + 0,5 \cdot 31,75 = 249,0 \text{ мм.}$$

$$D_{e2} = d_{d2} + 0,5t = 616,76 + 0,5 \cdot 31,75 = 632,6 \text{ мм.}$$

Разрушающая нагрузка $F_{разр} = 88,5 \text{ кН} = 88500 \text{ Н}$ (табл. 3.1).

9. Натяжение от провисания цепи, силы тяжести $F_q = K_f a q g$;

$K_f = 6$ (передача горизонтальная), $q = 3,8 \text{ кг}$ (табл. 3.1), $a = 1,27 \text{ м}$;

$$F_q = 6 \cdot 1,27 \cdot 3,8 \cdot 9,8 = 284 \text{ Н.}$$

10. Натяжение от центробежных сил

$$F_{ц} = qV^2 = 3,8 \cdot 1,39^2 = 7,34 \text{ Н.}$$

11. Коэффициент запаса прочности цепи

$$K = \frac{F_{\text{разр}}}{F_{1\text{max}}} \geq 5 \dots 6, \text{ или } K = \frac{F_{\text{разр}}}{K_d F_t + F_q + F_{\text{ц}}} = \frac{88500}{1,2 \cdot 3165 + 284 + 7,34} = 21,64 > 5,$$

K_d – коэффициент динамичности, $K_d = 1,2$.

12. Нагрузка на валы

$$F_B = (1,1 \dots 1,15) F_t = 1,15 \cdot 3165 = 3640 \text{ Н.}$$

3.3. Конструирование звездочек

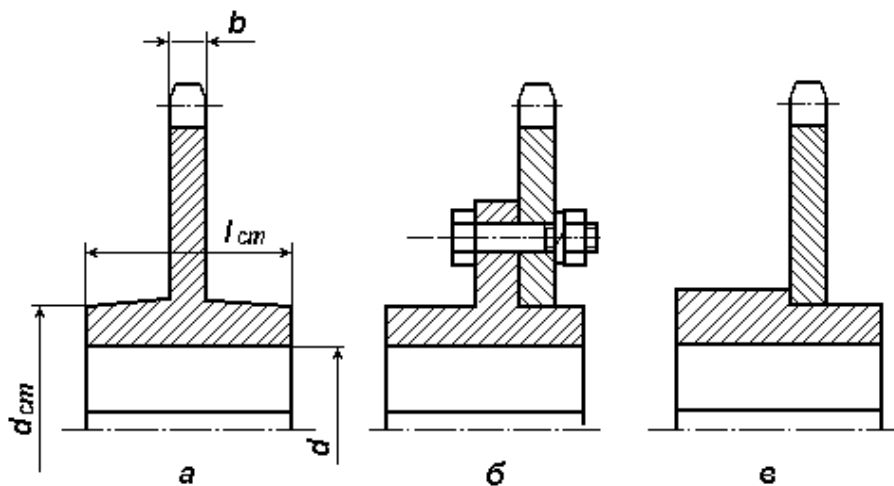


Рис. 3.2. Примеры конструкций звездочек:

a – цельная, из однородного материала; *б* – сборная, венец крепится при помощи болтов; *в* – венец приварен к ступице

Ширина зуба звездочки (рис. 3.2)

$$b = 0,93 B_{\text{вн}} - 0,15 \text{ мм,}$$

где $B_{\text{вн}}$ – расстояние между внутренними плоскостями пластин цепи (табл. 3.1). Длина ступицы звездочки $l_{\text{ст}} = (0,8 \dots 1,5)d$ (рис. 3.2), но всегда на 1...2 мм больше длины посадочного участка вала под звездочку. Наружный диаметр ступицы $d_{\text{ст}} = 1,6d$, мм.

Глава 4. ВЫБОР СТАНДАРТНЫХ РЕДУКТОРОВ

4.1. Характеристики редукторов

Редукторы для приводов стационарных машин с.-х. назначения выбирают по каталогам в зависимости от величины расчетного крутящего момента на тихоходном валу $T_{\text{вых}}$, передаточного числа $U_{\text{ред}}$ и схемы компоновки привода, а для коническо-цилиндрических редукторов типа КЦ1 и червячных типа Ч учитывается, дополнительно, частота вращения быстроходного вала.

В приложении приведены характеристики некоторых зубчатых и червячных редукторов из стандартного ряда.

Горизонтальные одноступенчатые цилиндрические редукторы типа ЦУ обеспечивают крутящие моменты на тихоходном валу 315...5000 Н·м, в диапазоне передаточных чисел 2...6,3 (табл. ПЗ).

Пример обозначения редуктора:

Редуктор ЦУ-160-2,5,

где ЦУ – тип редуктора; 160 – межосевое расстояние; 2,5 – передаточное число.

Двухступенчатые цилиндрические горизонтальные редукторы типа Ц2У обеспечивают крутящие моменты на тихоходном валу 250...4000 Н·м в диапазоне передаточных чисел 5...40 (табл. П. 2.3).

Пример обозначения редуктора:

Редуктор Ц2У-250-16,

где 250 – межосевое расстояние тихоходной ступени, 16 – передаточное число редуктора.

Конические одноступенчатые горизонтальные редукторы типа К обеспечивают крутящие моменты на тихоходном валу 125...2000 Нм при передаточных числах 3,15; 4,0; 5,0 (табл. П9).

Пример обозначения:

Редуктор К-200-3,15,

где 200 – внешний диаметр основания делительного конуса колеса в мм; 3,15 – передаточное число.

Коническо-цилиндрические горизонтальные двухступенчатые редукторы типа КЦ1 обеспечивают крутящий момент на тихоходном валу 500...5900 Н·м в диапазоне передаточных чисел 6,3...28 (табл. П11).

Пример условного обозначения:

Редуктор КЦ1-250-14,

где 250 – межосевое расстояние тихоходной цилиндрической передачи; 14 – передаточное число редуктора.

Одноступенчатые универсальные червячные редукторы типа Ч обеспечивают крутящий момент на тихоходном валу 50...2000 Н·м в диапазоне передаточных чисел 8...80 (табл. П14, П17).

Редукторы выполняются в шести вариантах относительного расположения червячной пары и четырех вариантах сборки, червячная пара – с цилиндрическим червяком. Витки червяков подвергают закалке до 50...55 HRC. Венцы червячных колес изготавливают из оловянно-фосфористой бронзы.

Пример условного обозначения:

Редуктор Ч-125-20,

где 125 – межосевое расстояние; 20 – передаточное число. Габаритные основные и установочные размеры редукторов 2Ч-40...2Ч-80 приведены в табл. П15, П16, а редукторов Ч-100...Ч-160 в табл. П18, П19.

4.2. Выбор типоразмера редуктора проводится по следующим условиям

1. Расчетный момент на тихоходном валу редуктора $T_{\text{вых}}$ должен быть равен или меньше номинального $T_{\text{т}}$, указанного в паспорте редуктора (каталоге), $T_{\text{вых}} \leq T_{\text{т}}$.

Соседние значения по величине крутящих моментов для редукторов в ряду каталога имеют существенные отличия примерно в два раза. При выборе редуктор может оказаться значительно недогруженным. Основные наиболее нагруженные

детали, определяющие ресурс редуктора, рассчитаны на усталостную прочность. Нагрузка на валу рабочего органа, как правило, переменная. Кратковременная перегрузка будет сокращать срок службы редуктора, а недогрузка, соответственно, увеличивать. Допустимо выбирать редуктор с перегрузкой $\Delta \leq 15 \%$.

Процент перегрузки определяется

$$\Delta = \frac{T_T - T_{\text{вых}}}{T_T} 100 \% \leq 15 \%. \quad (4.1)$$

После выбора редуктора из каталога выписывают его условное обозначение и параметры: значение номинального крутящего момента на тихоходном валу T_T ; передаточное число $U_{\text{ред}}$; межосевое расстояние a_w ; диаметры выходных концов быстроходного и тихоходного валов d_6 и d_T ; для двухступенчатых редукторов выписывается дополнительно для тихоходной ступени передаточное число $U_{\text{тих}}$ и межосевое расстояние $a_{\text{вт}}$; диаметр отверстий под болты крепления редуктора к раме.

Пример. Подобрать редуктор для привода ленточного транспортера (рис. 1.1).

Крутящий момент на тихоходном валу редуктора $T_{\text{вых}} = 369$ Н·м, передаточное число редуктора $U_{\text{ред}} = 25$, передаваемая мощность $P = 4,63$ кВт.

В соответствии с кинематической схемой привода по табл. П.2.3 приложения 2 выбираем редуктор двухступенчатый цилиндрический горизонтальный типа Ц2У по условию $T_{\text{вых}} \leq T_T$. Этому условию удовлетворяет редуктор Ц2У-125, $T_T = 500$ Н·м; $U_{\text{ред}} = 25$; $U_{\text{тих}} = 5$; $a_{\text{вт}} = 125$ мм, вариант сборки 21, $d_{\text{быстр}} = d_1 = 20$ мм, $d_{\text{тих}} = d_2 = 45$ мм. Обозначение: Редуктор Ц2У-125-16.

Глава 5. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Из геометрических параметров зубчатой передачи стандартного редуктора в каталогах указано лишь межосевое расстояние a_w . Расчет зубчатой передачи сводится к оценке возможных значений основных геометрических параметров зубчатых колес при заданном a_w . При выборе двухступенчатого редуктора типа Ц2У и КЦ1 рассчитывается его тихоходная ступень, межосевое расстояние которой указывается в обозначении редуктора, а передаточное число в каталоге. В стандартных редукторах типа 1ЦУ и 1Ц2У применяются косозубые цилиндрические колеса.

5.1. Определяют ширину зубчатого венца b_w

$$b_w = \psi_{ba} a_w, \quad (5.1)$$

где ψ_{ba} – коэффициент относительной ширины зубчатого венца.

Рекомендуемые значения:

$\psi_{ba} = 0,4 \dots 0,5$ – при симметричном расположении зубчатых колес относительно опор (редуктор типа 1ЦУ);

$\psi_{ba} = 0,315 \dots 0,4$ – при несимметричном расположении колес относительно опор тихоходных ступеней (редукторы 1Ц2У и КЦ1) и при твердости поверхности зубьев $HВ < 350$;

$\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,25$ – для колес с $HВ > 350$.

5.2. Определяют модуль зацепления в нормальном сечении m_n . Для косозубых колес с твердостью рабочих поверхностей зубьев $HВ < 350$ $m_n = (0,01...0,02) a_w \geq 2$ мм. Значение модуля уточняют по табл. 5.1.

Таблица 5.1

Значения модуля (по ГОСТ 9563–80)

Ряд	1	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0
	2	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0

5.3. Определяют суммарное число зубьев колес

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n}, \quad (5.2)$$

где β – угол наклона зубьев косозубых колес. По рекомендациям для косозубых колес принимают $\beta = 8^\circ...16^\circ$.

z_{Σ} округляют до целого числа, после чего уточняют значение угла β :

$$\cos \beta = \frac{z_{\Sigma} m_n}{2a_w}; \quad (5.3)$$

$$\beta = \arccos \beta.$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{U_{1,2} + 1}. \quad (5.4)$$

Полученное значение округляют до целого числа, при этом должно выполняться условие: $z_{\min} \geq 17/\cos^3 \beta$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1. \quad (5.5)$$

5.4. Определяют диаметры делительных окружностей зубчатых колес

$$d_w = \frac{m_n z}{\cos \beta}. \quad (5.6)$$

Диаметры окружности вершин зубьев:

$$d_a = d_w + 2m_n. \quad (5.7)$$

Диаметры окружности впадин зубьев:

$$d_f = d_w - 2,5m_n. \quad (5.8)$$

5.5. Определяют силы в зацеплении (см. рис. 5.1):

окружные

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{w2}} = \frac{2T_1}{d_{w1}}; \quad (5.9)$$

радиальные

$$F_{R1} = F_{R2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad \alpha = 20^\circ; \quad (5.10)$$

осевые

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta. \quad (5.11)$$

На этом расчет по данному разделу для студентов, выполняющих курсовую работу по прикладной механике, завершается. Для курсового проекта по деталям машин продолжение 5.6.

5.6. Обоснование необходимой марки стали для изготовления зубчатых колес.

Работоспособность зубчатых колес обуславливается контактной и изгибной выносливостью материала. При проектировании зубчатых передач зубья проверяют на контактную и изгибную прочность. При известных размерах цилиндрических зубчатых колес действующие контактные напряжения определяют по формуле

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H (U_{1,2} + 1)}{b_w d_{w1} U_{1,2}}} \leq [\sigma_H], \quad (5.12)$$

где σ_H и $[\sigma_H]$ – действующие и допустимые контактные напряжения; F_t – окружная сила в зацеплении; b_w – ширина зубчатого колеса; d_{w1} – диаметр делительной окружности шестерни; $U_{1,2}$ – передаточное число в данном зацеплении; $Z_E \sim 190$ – коэффициент, учитывающий модуль упругости стальных зубчатых колес; $Z_H = 2,5 \cos \beta$ – коэффициент, учитывающий форму рабочих поверхностей зубьев; Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактной линии. Для косозубого зацепления

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}};$$

$K_\varepsilon = 0,9$ – коэффициент, учитывающий непостоянство длины контактной линии; ε_α – коэффициент торцевого перекрытия в зацеплении;

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_3} - \frac{1}{Z_4} \right) \right] \cos \beta;$$

при расчетах его значение находится в пределах 1,6...1,7. Принимаем $\varepsilon_\alpha = 1,65$ и, следовательно, можно принять для косозубого зацепления $Z_\varepsilon = 0,8$.

Для прямозубых колес рекомендуется принимать $Z_\varepsilon = 1$.

Коэффициент нагружения при расчете зацепления на контактную прочность

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha},$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба; $K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, обусловленную окружной скоростью зубьев и их степенью точности изготовления; $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев.

Приблизленно значение коэффициента нагружения можно принимать равным $K_H = 1,1 \dots 1,2$.

Определив величину действующих напряжений, приравнивают их с допустимыми $\sigma_H = [\sigma_H]$. Допустимые напряжения зависят от предела

контактной выносливости $\sigma_{\text{НО}}$, а он, в свою очередь, от твердости поверхности зубьев, т.е. от вида термообработки и марки стали.

5.7. Допустимые контактные напряжения определяют при твердости менее 350 НВ (нормализация, улучшение)

$$[\sigma_{\text{H}}] = \frac{2HB + 70}{S_{\text{H}}} K_{\text{HL}}; \quad (5.13)$$

$$\text{при объемной закалке } [\sigma_{\text{H}}] = \frac{17HRC + 200}{S_{\text{H}}} K_{\text{HL}}; \quad (5.14)$$

$$\text{при цементации } [\sigma_{\text{H}}] = \frac{23HRC}{S_{\text{H}}} K_{\text{HL}}. \quad (5.15)$$

где K_{HL} – коэффициент долговечности зависит от условий работы и заданного ресурса (при отсутствии срока службы редуктора следует считать его продолжительным, а $K_{\text{HL}} = 1$); S_{H} – коэффициент запаса прочности (безопасности).

Предварительно способ термообработки и соответствующую формулу для определения средней твердости выбирают с учетом величины действующих напряжений: при термообработке нормализации и улучшении, $\sigma \leq 650$ МПа, расчет проводят по (5.13); при объемной закалке, $\sigma = 650 \dots 1000$ – по (5.14); при цементации, $\sigma \geq 1000$ МПа – по (5.15). По средней твердости назначают марку стали из таблицы 5.4.

Соответственно, необходимая средняя твердость определяется из формул (5.13)–(5.15) по зависимостям:

$$HB_{\text{ср}} = \frac{1,1[\sigma_{\text{H}}] - 70}{2}; HRC_{\text{ср}} = \frac{1,2[\sigma_{\text{H}}] - 200}{17}; HRC_{\text{ср}} = \frac{1,2[\sigma_{\text{H}}]}{23}.$$

При азотировании допустимые контактные напряжения не должны превышать $\sigma_{\text{H}} \leq 1050/1,2 = 875$ МПа.

5.8. Проверка зубьев на усталостную изгибную прочность.

Условие изгибной прочности имеет следующий вид:

$$\sigma_{\text{F}} = \frac{F_{\text{t}} K_{\text{F}}}{b_{\text{w}} m_{\text{n}}} Y_{\text{F}} Y_{\beta} Y_{\epsilon} \leq [\sigma_{\text{F}}], \quad (5.16)$$

где σ_{F} , $[\sigma_{\text{F}}]$ – действующие и допустимые напряжения изгиба у корня зуба; F_{t} – окружная сила, Н; b_{w} – ширина колеса, мм; m_{n} – нормальный модуль, мм; Y_{F} – коэффициент формы зуба; Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зубьев; $Y_{\epsilon} = 1 - \beta/140$; β – угол наклона зубьев в градусах; Y_{ϵ} – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; $Y_{\epsilon} = K_{\text{F}\alpha} \epsilon_{\alpha}$ – коэффициент торцевого перекрытия,

$$\epsilon_{\alpha} = [1,88 - 3,2(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cos \beta;$$

K_{F} – коэффициент нагружения при расчете зацепления на изгибную прочность. Он равен $K_{\text{F}} = K_{\text{F}\beta} K_{\text{Fv}} K_{\text{F}\alpha}$, где $K_{\text{F}\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба;

K_{FV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, обусловленную окружной скоростью зубьев и их степенью точности изготовления;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев. При окружной скорости зубьев до 5 м/с и 8-й степени точности $K_{F\alpha} = 1,22$.

Приблизительно значение коэффициента нагружения можно принимать для редукторов типа ЦУ равным $K_F = 1,3$, для редукторов Ц2У и КЦ1 $K_F = 1,4$.

5.9. Определение коэффициента формы зубьев Y_F определяется по эквивалентному числу зубьев z_v из табл. 5.2.

Таблица 5.2

Значения коэффициента формы зуба Y_F

z_v	17	20	22	24	26	30	35	40	50	>80
Y_F	4,27	4,07	3,98	3,92	3,88	3,8	3,75	3,7	3,65	3,6

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}. \quad (5.17)$$

5.10. Допустимые напряжения изгиба определяют

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FL}, \quad (5.18)$$

где σ_{F0} – предел изгибной выносливости, по данным таблицы 5.3; S_F – коэффициент безопасности (запаса) назначают по табл. 5.3 с учетом вида термообработки; K_{FL} – коэффициент долговечности, для длительно работающих передач рекомендуется принимать $K_{FL} = 1$.

5.11. Сравнительная оценка изгибной прочности зуба шестерни и колеса осуществляется по отношению допустимого напряжения к величине коэффициента формы зуба. Меньшее соотношение указывает на менее прочный зуб шестерни или колеса.

$$\frac{[\sigma_{FIII}]}{Y_{FIII}}; \quad \frac{[\sigma_{FK}]}{Y_{FK}}. \quad (5.19)$$

Пример расчета. Выполнить расчет зубчатой передачи тихоходной ступени двухступенчатого цилиндрического стандартного редуктора типа 1Ц2У. Исходные данные для расчета (глава 1, пример 1.1): крутящий момент на тихоходном валу редуктора $T_{вых} = 369$ Н·м, передаточное число редуктора $U_{ред} = 25$.

1. В соответствии с рекомендациями (4.2) $T_{вых} \leq T_T$ выбираем (табл. П6 приложения) редуктор 1Ц2У-125, $T_T = 630$ Н·м, межосевое расстояние $a_{wt} = 125$ мм, передаточное число редуктора $U_{ред} = 25$, передаточное число тихоходной ступени $U_T = U_{3,4} = 5$, диаметр выходного конца быстроходного вала $d_6 = d_1 = 20$ мм, диаметр выходного конца тихоходного вала $d_T = d_2 = 45$ мм.

2. Ширина зубчатого венца колеса $b_w = \psi_{ba} a_w$.

ψ_{ba} – коэффициент относительной ширины при несимметричном расположении колес относительно опор (см. 5.1) равен $\psi_{ba} = 0,315 \dots 0,4$; принимаем $\psi_{ba} = 0,4$; при межосевом расстоянии $a_{wt} = 125$ мм $b_w = 0,4 \cdot 125 = 50$ мм. Полученное значение уточняем по ГОСТ 6636–69 (табл. П. 5.1, приложение 5. Нормальные линейные размеры).

Принимаем ширину зубчатого венца колеса $b_{w2} = b_w = 50$ мм. Ширину зубчатого венца шестерни рекомендуется брать немного больше

$$b_{w1} = b_{w2} + 3 \dots 5 \text{ мм} = 53 \text{ мм, (табл. П33 приложения).}$$

3. Модуль в нормальном сечении $m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w \geq 2$ мм;

$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = 1,25 \dots 2,5$ мм. Для силовых передач приводов модуль менее 2 мм применять не рекомендуется. По ГОСТ 9563–80 (табл. 5.1) принимаем $m_n = 2$ мм.

4. Суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 125 \cdot 0,9781}{2} = 122,2.$$

По рекомендациям п. 5.3 назначаем угол наклона зубьев $\beta = 12^\circ$, $\cos 12^\circ = 0,9781$. Окончательно принимаем ближайшее целое число $z_{\Sigma} = 122$.

Уточняем значение угла β :

$$\cos \beta = \frac{z_{\Sigma} m_n}{2a_w} = \frac{122 \cdot 2}{2 \cdot 125} = 0,976; \quad \beta = \arccos 0,976 = 12,58^\circ.$$

Число зубьев шестерни

$$z_3 = \frac{z_{\Sigma}}{U_{3,4} + 1} = \frac{122}{5 + 1} = 20,3. \quad z_3 = 20 > z_{\min} \geq 17.$$

Число зубьев колеса $z_4 = z_{\Sigma} - z_3 = 122 - 20 = 102$.

5. Диаметры делительных окружностей зубчатых колес

$$d_{w3} = \frac{m_n z_3}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 20}{0,976} = 40,98 \text{ мм};$$

$$d_{w4} = \frac{m_n z_4}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 102}{0,976} = 209,01 \text{ мм}.$$

Проверка: полусумма диаметров делительных окружностей должна быть равна межосевому расстоянию с точностью до 0,01 мм.

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{40,98 + 209,01}{2} = 124,998 \text{ мм}.$$

Диаметры окружности вершин зубьев:

$$d_{a3} = d_{w3} + 2 m_n = 40,98 + 2 \cdot 2 = 44,98 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = d_{w4} + 2 m_n = 209,01 + 2 \cdot 2 = 213,01 \text{ мм}.$$

Диаметры окружности впадин зубьев:

$$d_{f3} = d_{w3} - 2,5 m_n = 40,98 - 2,5 \cdot 2 = 35,98 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_{w4} - 2,5 m_n = 209,01 - 2,5 \cdot 2 = 204,01 \text{ мм}.$$

6. Силы в зацеплении. Окружные силы F_t равны, но противоположно направлены. Для ведущего звена – шестерни 3 – окружная сила F_{t3} направлена против вращения, а для ведомого – колеса 4, F_{t4} по вращению

$$F_{t3} = -F_{t4} = \frac{2T_4}{d_{w4}} = \frac{2 \cdot 369 \cdot 10^3}{209,01} = 3531 \text{ Н.}$$

Принято $T_4 = T_{\text{вых}}$.

Радиальные силы для шестерни 3 F_{R3} и колеса 4 F_{R4} равны и направлены по радиусам к центру

$$F_{R3} = F_{R4} = F_{t4} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 3531 \frac{0,364}{0,976} = 1317 \text{ Н;}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ = 0,364.$$

Осевые силы шестерни F_{A3} и колеса F_{A4} равны. Их направления зависят от направления наклона зубьев и направления окружных сил.

$$F_{A3} = F_{A4} = F_t \operatorname{tg} \alpha = 3531 \cdot 0,223 = 787 \text{ Н;}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} 12,58^\circ = 0,223.$$

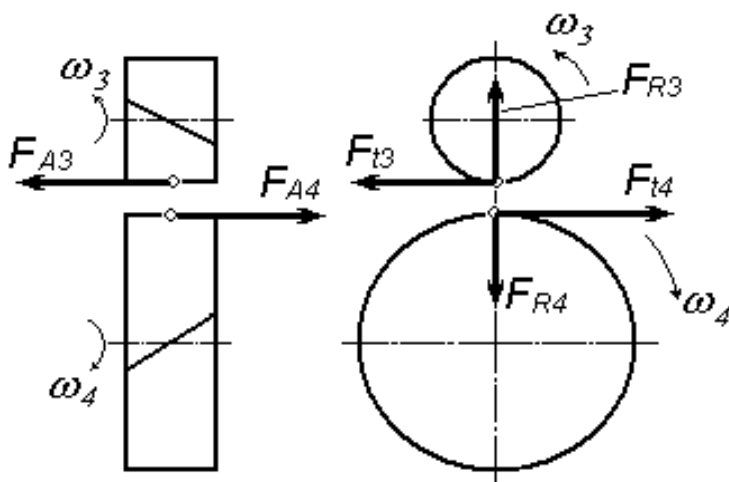


Рис. 5.1. Схема сил, действующих в зацеплении

Для студентов, выполняющих курсовую работу по прикладной механике, расчет этого раздела завершается. Для курсового проекта по деталям машин продолжение 7.

7. Определение действующих напряжений в зоне контакта зубьев.

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t K_H (U_{3,4} + 1)}{b_w d_{w3} U_{3,4}}} = 190 \cdot 2,44 \cdot 0,8 \sqrt{\frac{3531 \cdot 1,15 \cdot (5 + 1)}{50 \cdot 40,98 \cdot 5}} = 572 \text{ МПа,}$$

где $Z_E = 90$; $Z_H = 2,5 \cos \beta = 2,5 \cdot 0,976 = 2,44$; $Z_\epsilon = 0,8$.

Считаем полученное значение напряжений допустимым $[\sigma_H] = 572 \text{ МПа}$.

8. Определение средней твердости поверхности зуба. Полагая, что такую контактную прочность можно получить при твердости материала менее 350 НВ, определим требуемую твердость

$$HB = ([\sigma_H]S_H - 70)/2 = (572 \cdot 1,1 - 70)/2 = 279,6 \text{ единиц } HB.$$

9. Выбор материала. По табл. 5.4 назначаем сталь 40XH, термообработка – улучшение (закалка с глубоким отпуском), твердость 230...300 HB.

Число циклов нагружения зубьев шестерни больше, чем зубьев колеса, поэтому и твердость зубьев шестерни должна быть на 20...30 единиц выше. Назначаем твердость поверхности зуба колеса 270...290 HB, шестерни 280...300 HB.

Проверка зубьев на изгибную выносливость.

10. Определение коэффициентов формы зубьев Y_F по эквивалентному числу зубьев:

$$\text{для шестерни } Z_{v3} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{0,976^3} = 21,5;$$

$$\text{для колеса } Z_{v4} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{102}{0,976^3} = 109,7.$$

По табл. 5.2 $Y_{F3} = 4,03$; $Y_{F4} = 3,6$.

11. Допустимые напряжения определяют по эмпирической зависимости

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FL},$$

где σ_{F0} – предел изгибной выносливости, определяется по данным табл. 5.3.

При твердости меньше 350 HB $\sigma_{F0} = 1,8 HB_{\text{ср}}$ средняя твердость:

для шестерни $HB_{\text{ср}3} = 0,5(HB_{\text{min}} + HB_{\text{max}}) = 0,5 \cdot (280 + 300) = 290$;

для колеса $HB_{\text{ср}4} = 0,5(HB_{\text{min}} + HB_{\text{max}}) = 0,5 \cdot (270 + 290) = 280$;

$$\sigma_{F01} = 1,8 HB_{\text{ср}3} = 1,8 \cdot 290 = 522 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F02} = 1,8 HB_{\text{ср}4} = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа},$$

S_F – коэффициент безопасности (запаса) по таблице 5.3 $S_F = 1,75$;

Коэффициент долговечности, для длительно работающих передач $K_{FL} = 1$.

$$[\sigma_{F3}] = \frac{\sigma_{F03}}{S_F} K_{FL} = \frac{522}{1,75} \cdot 1 = 298 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F4}] = \frac{\sigma_{F04}}{S_F} K_{FL} = \frac{504}{1,75} \cdot 1 = 288 \text{ МПа}.$$

12. Сравнительная оценка изгибной прочности зуба шестерни и колеса осуществляется по отношению допустимого напряжения к величине коэффициента формы зуба.

Определяем менее прочный зуб по соотношению

$$\frac{[\sigma_{F3}]}{Y_{F3}} = \frac{298}{4,03} = 74 \text{ МПа}; \quad \frac{[\sigma_{F4}]}{Y_{F4}} = \frac{288}{3,6} = 80 \text{ МПа}.$$

13. Проверку на изгибную прочность следует проводить зуба шестерни, как менее прочного.

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_W m_n} Y_F Y_\beta Y_\varepsilon = \frac{3531 \cdot 1,4}{50 \cdot 2} \cdot 4,03 \cdot 0,91 \cdot 0,74 = 134 \text{ МПа};$$

$$Y_\beta = 1 - \beta/140 = 1 - 12,58^\circ/140 = 0,91; Y_\varepsilon = K_{Fa}/\varepsilon_\alpha = 1,22/1,65 = 0,74.$$

По рекомендации (5.8) принимаем $K_F = 1,2$. $[\sigma_{F3}] = 298 \text{ МПа}$.

Изгибная прочность обеспечена.

Таблица 5.3

Значения пределов выносливости

Термообработка	Твердость зубьев**		Группа сталей	$\sigma_{\text{но}}^{**}$, МПа	S_H	$\sigma_{\text{То}}^{**}$, МПа	S_F	$[\sigma]_{\text{max}}^{**}$, МПа	$[\sigma_F]_{\text{max}}^{**}$, МПа
	На поверхности	В сердцевине							
Нормализация, улучшение	180...350 HB		40; 45; 40X; 40XH; 45XЦ; 45ХМ и др	2 HB+70	1,1	1,8 HB	1,75	2,8 σ_T	2,74 HB
Объемная закалка	45...35 HRC		40X; 40XH; 45XЦ; 36ХМ и др	18 HRC+150		550			
Закалка т.в.ч. по всему контуру (модуль $m_n \geq 3$ мм)	56...63 HRC	25...55 HRC	55ПШ; У6; 35ХМ. 40X; 40XH и др.	17 HRC _{пов} +200	1,2	900 650	1,75	40 HRC _{пов}	1260
	45...55 HRC					550			
Закалка т.в.ч. сквозная с охватом впадины (модуль $m_n < 3$ мм *)	45...55 HRC	45...55 HRC	35ХМ; 40X; 40XH и др.	17 HRC _{пов} +200	1,2	550	1,75	40 HRC _{пов}	1430
	55...67 HRC	22...40 HRC				12HRC _{сердц} +300			
Азотирование	50...59 HRC		35ХЮА; 38ХМЮА; 40X; 40ХФА; 40ХНМА и др.	1050	1,5	750	1,5	40 HRC _{пов} 30 HRC _{пов}	1000
Цементация и закалка	55...63 HRC	30...45 HRC	Цементуемые стали всех марок	23 HRC _{пов}		750			
Нитроцементация и закалка	57...63 HRC	30...45 HRC	Молибденовые стали 25ХГМ, 25ХГНМ	23 HRC _{пов}	1,5	1000		40 HRC _{пов}	1520
			Безмолибденовые стали 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х и др.	23 HRC _{пов}		750			

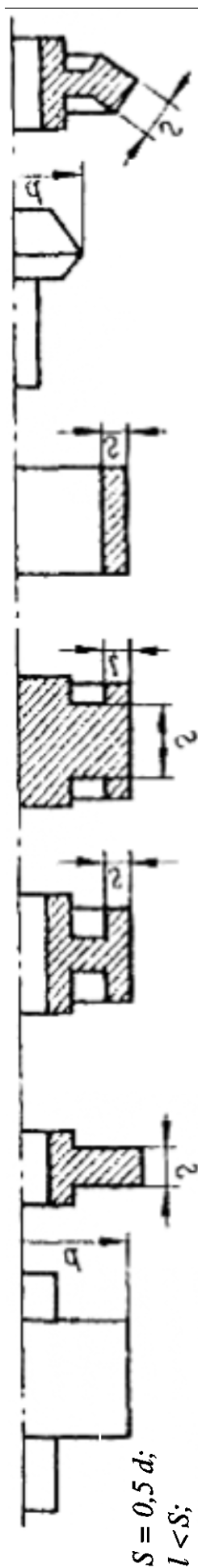
* Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.

** Приведен диапазон значений твердости, в котором справедливы рекомендуемые зависимости для пределов выносливости и предельных допускаемых напряжений (рассчитывают по средним значениям твердости в пределах допускаемого отклонения, указанного в табл. 5.4);

HRC_{пов} – твердость поверхности, HRC_{сердц} – твердость сердцевины.

Таблица 5.4.

Механические характеристики сталей



Марка стали*	Размер сечения <i>S</i> , мм, не более	Механические свойства (при поверхностной закалке σ_B и σ_T относятся к сердцевине)				Термо-обработка	Ориентировочный режим термо-обработки (3 – закалка; O – отпуск с указанием температуры нагрева и охлаждающей среды; M – масло; B – вода; H – нормализация)
		Твердость**		Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа		
		поверхности	сердцевины				
40	60	192...228 HB		700	400	Улучшение	3, 840...860 °C, B, O, 550...870 °C
	80	170...217 HB		600	340	Нормализация	H; 850...870° C
	100	192...240 HB		750	450	Улучшение	3, 820...840 °C, B, O, 560...600 °C
	60	241...285 HB		850	580		3, 820...840 °C, B, O, 520...530 °C
50	80	179...228 HB		640	350	Нормализация	H; 840...860° C
	80	228...255 HB		700...800	530	Улучшение	3, 820...840 °C, O, 560...620 °C
	100	230...260 HB		850	550		3, 830...850 °C, O, 540...580 °C
	60	260...280 HB		950	700		3, 830...850 °C, O, 500 °C
40X	60	50...59 HRC	26...30 HRC	1000	800	Азотирование	То же, с последующим мягким азотированием
45X	100	230...280 HB		850	650	Улучшение	3, 840...860 °C, M, O, 580...640 °C
	100...300	163...269 HB		750	500		
	300...500	163...269 HB		700	450		

Продолжение таблицы 5.4

40XH	100	230...300 HB		850	600	Улучшение	3, 820...840 °C, M, O, 560...600 °C
	100...300	≥ 241 HB		800	580		
40XH	40	48...54 HRC		1600	1400	Закалка	3, 820...840 °C, M, O, 180...200 °C
35XM	100	241 HB		900	800	Улучшение	3, 850...870 °C, M, O, 600...650 °C
	50	269 HB		900	800	Улучшение	3, 850...870 °C, M, O, 600...650 °C
	40	48...54 HRC		1600	1400	Закалка	3, 850...870 °C, M, O, 200...220 °C
40XНМА	80	≥302 HB		1100	900	Улучшение	3, 830...850 °C, M, O, 600...620 °C
	300	≥217 HB		700	500		
35XГСА	150	235 HB		≥760	≥500	Улучшение	3, 850...880 °C, M, O, 640...660 °C
	60	270 HB		980	880		
	40	310 HB		1100	960		
	30	46...53 HRC		1700...1950	1350...1600	Закалка	3, 860...880 °C, M, O, 200...250 °C
20X	60	56...63 HRC		650	400	Цементация	3, O
12XНЗА	60	56...63 HRC		900	700		3, O
25XГТ		58...63 HRC		1150	950		3, O
38XMЮА		57...67 HRC	30...35 HRC	1050	900	Азотирование	Заготовка-улучшение
Стальное литье							
45Л				550	320	Нормализация	H, O
30XНМЛ				700	550		
40XЛ				650	500		
35XМЛ				700	550		

*В обозначениях сталей первые цифры – содержание углерода в сотых долях процента; буквы – легирующие элементы: Г – марганец, М – молибден, Н – никель, С – кремний, Т – титан, Х – хром, Ю – алюминий; цифры после буквы – процент содержания этого элемента, если оно превышает 1 %. Обозначение высококачественных легированных сталей дополняется буквой А; стального литья – буквой Л в конце.

** При нормализации, улучшении и объемной закалке твердости поверхности и сердцевины близки. Ориентировочно $H \approx (0,285 \sigma_b) HB$.

Глава 6. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Расчет конической зубчатой передачи стандартного редуктора проводится в той же последовательности, что и цилиндрической (см. гл. 5). В конических редукторах при окружной скорости колес до 3 м/с (допускается до 8 м/с) рекомендуется использовать прямозубые конические колеса.

Пример расчета. Выполнить расчет зубчатой передачи одноступенчатого конического горизонтального редуктора типа К.

Исходные данные для расчета: крутящий момент на тихоходном валу редуктора $T_{\text{вых}} = 240$ Нм, частота вращения тихоходного вала $n_{\text{вых}} = 460$ мин⁻¹ (об/мин), передаточное число редуктора $U_{\text{ред}} = 3,15$.

1. Выбираем редуктор типа К из стандартного ряда по условию $T_{\text{вых}} \leq T_{\text{т}}$. По приложению табл. П9 выбираем редуктор К-200 с номинальным моментом на тихоходном валу $T_{\text{т}} = 500$ Нм; $U_{\text{ред}} = 3,15$; внешний диаметр делительного конуса колеса $d_{e2} = 200$ мм.

Обозначение редуктора: Редуктор К-200-3,15.

2. Определяем основные параметры конической передачи. Внешнее конусное расстояние R_e

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{200}{2 \cdot 0,953} = 104,93 \text{ мм},$$

где δ_2 – угол при вершине делительного конуса колеса;

$$\operatorname{tg} \delta_2 = U_{1,2} = 3,15; \delta_2 = \operatorname{arctg} U_{1,2} = \operatorname{arctg} 3,15; \delta_2 = 72,39^\circ.$$

Для большинства передач $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ (ортогональные передачи).

δ_\square – угол при вершине делительного конуса шестерни,

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 72,39^\circ = 17,61^\circ; \sin \delta_2 = \cos \delta_1 = 0,953; \sin \delta_1 = \cos \delta_2 = 0,30.$$

Ширина зубчатого венца

$$b = 0,285 R_e = 0,285 \cdot 104,93 = 29,9 \text{ мм};$$

по таблице 6.1 принимаем $b = 30$ мм. Число зубьев шестерни по рекомендациям $z_1 = 18 \dots 24$, принимаем $z_1 = 20$. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 U_{1,2} = 20 \cdot 3,15 = 63$.

Окружной модуль на внешнем торце

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{200}{63} = 3,175 \text{ мм}.$$

Полученное значение модуля до стандартного не округляется. Параметры в среднем сечении делительного конуса используют при расчете передачи на прочность. Среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0,5 b; R_m = 104,93 - 0,5 \cdot 30 = 89,93 \text{ мм}.$$

Средний диаметр делительного конуса колеса

$$d_{m2} = 2 R_m \sin \delta_2 = 2 \cdot 89,93 \cdot 0,953 = 171,40 \text{ мм}, \text{ или } d_{m2} = d_{e2} - b \sin \delta_2$$

$$\text{Окружность модуль в среднем сечении } m_m = \frac{d_{m2}}{z_2} = \frac{171,4}{63} = 2,72 \text{ мм}.$$

Средний диаметр делительного конуса шестерни

$$d_{m1} = m_m z_1 = 2,72 \cdot 20 = 54,4 \text{ мм.}$$

3. Определяем силы в зацеплении (рис. 6.1).

$$\text{Окружные силы } F_{t1} = -F_{t2} = \frac{2 T_{\text{вх}}}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 240 \cdot 10^3}{171,4} = 2800 \text{ Н.}$$

$$F_{R1} = -F_{A2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 = 2800 \cdot 0,364 \cdot 0,953 = 971 \text{ Н.}$$

$$F_{R2} = -F_{A1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 = 2800 \cdot 0,364 \cdot 0,3 = 305 \text{ Н.}$$

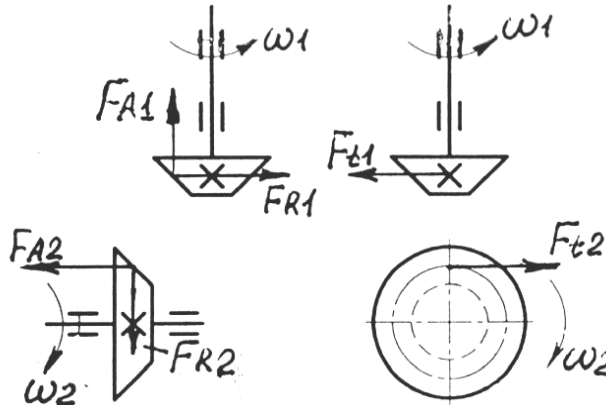


Рис. 6.1. Схема сил в коническом зацеплении

На этом расчет по данному разделу для студентов, выполняющих курсовую работу по прикладной механике, завершается. Для курсового проекта по деталям машин продолжение 4.

4. Определение действующих напряжений в зоне контакта зубьев конических колес:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H \sqrt{U_{1,2}^2 + 1}}{b d_{m1} U_{1,2} v_H}} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,88 \sqrt{\frac{2800 \cdot 1,2 \cdot \sqrt{3,15^2 + 1}}{30 \cdot 54,4 \cdot 3,15 \cdot 0,85}} = 687 \text{ МПа,}$$

где $Z_E = 190$ – коэффициент, учитывающий модуль упругости стальных зубчатых колес; $Z_H = 2,5$ – коэффициент, учитывающий форму поверхностей зубьев; $Z_\varepsilon = 0,88$ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактной линии. $K_H = 1,2$ – коэффициент нагружения (см. 5.6); $v_H = 0,85$ – (для прямозубых колес) коэффициент вида зубьев колес.

5. Выбор материала зубчатых колес. Считаем полученное значение напряжений допустимыми $[\sigma_H] = 687$ МПа. Полагая, что такую контактную прочность можно получить при твердости материала более 350 НВ, определим требуемую твердость по Роквеллу. По табл. 5.3 предел контактной выносливости материала при базовом числе циклов равен

$$\sigma_{H0} = 17 \text{ HRC} + 200,$$

откуда $\text{HRC} = ([\sigma_H] S_H - 200) / 17 = (687 \cdot 1,2 - 200) / 17 = 36,7$ единиц. Твердость выбранного материала должна быть равна или больше требуемой.

По табл. 5.4, назначаем сталь 40ХН, термообработка – закалка с последующим отпуском. Твердость зубьев 48...54 HRC.

6. Проверка зубьев на изгибную прочность. Условие изгибной прочности имеет следующий вид

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b m_{nm} v_F} Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \leq [\sigma_F],$$

где σ_F , $[\sigma_F]$ – действующие и допустимые напряжения изгиба у корня зуба; F_t – окружная сила, Н; b – ширина колеса, мм; m_{nm} – нормальный модуль в среднем сечении, мм; Y_F – коэффициент формы зуба (по табл. 5.2); Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев, при $\beta = 0$ $Y_\beta = 1$; Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, с прямыми зубьями $Y_\varepsilon = 1$; K_F – коэффициент нагружения при расчете зацепления на изгибную прочность

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha},$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба; K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, обусловленную окружной скоростью зубьев и их степенью точности изготовления; $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев.

Приближенно значение коэффициента нагружения можно принимать равным $K_F = 1,8 \dots 2,0$. Принимаем $K_F = 2,0$.

Y_F определяется по эквивалентному числу зубьев;

$$\text{для шестерни } Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{0,953} = 21;$$

$$\text{для колеса } Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{72}{0,3} = 240.$$

По табл. 5.2 $Y_{F1} = 4,07$; $Y_{F2} = 3,6$.

Сравнительная оценка изгибной прочности зуба шестерни и колеса осуществляется по отношению допустимого напряжения к величине коэффициента формы зуба.

Допустимые напряжения определяют по эмпирической зависимости

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FL},$$

где σ_{F0} – предел изгибной выносливости, определяется по данным табл. 5.3. При твердости зубьев колес больше 350 НВ для стали 40ХН $\sigma_{F0} = 550$ МПа.

S_F – коэффициент безопасности (запаса), по таблице 5.6 $S_F = 1,75$;

K_{FL} – коэффициент долговечности, для длительно работающих передач $K_{FL} = 1$.

$$[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FL} = \frac{550}{1,75} \cdot 1 = 314 \text{ МПа};$$

Проверку на изгибную прочность следует проводить зуба шестерни, как менее прочного.

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b m_{nm} v_F} Y_F Y_\beta Y_\varepsilon = \frac{2800 \cdot 2}{30 \cdot 2,72 \cdot 0,85} \cdot 4,07 \cdot 1 \cdot 1 = 328,6 \text{ МПа};$$

$[\sigma_F] = 314$ МПа. Изгибная прочность не достаточна.

Таблица 6.1

Основные параметры конических зубчатых передач (ГОСТ 27142–86)

Диаметр основания делительного конуса колеса d_{e2} , мм	Ширина зубчатых венцов b , мм, при номинальных передаточных числах u																
	1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2	2,24	2,5	2,8	3,15	3,55	4	4,5	5	5,6	6,3
50	10	9,5	9	9	8,5												
(56)	11	10,5	10	10	9,5												
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10										
(71)	14	14	13	12	12	11,5	11,5										
80	16	15	15	14	13	13	13	12	12								
(90)	18	17	16	16	15	15	14	14	14								
100	20	19	18	18	17	16	16	16	15	15							
(112)	22	21	20	20	19	18	18	17	17	17							
125	25	24	22	22	21	20	20	19	19	19	19	19	18				
(140)	28	26	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20			
160	32	30	30	28	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24
(180)	36	34	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26	26
200	40	38	38	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30	28	28
(225)	45	42	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32	32	32
250	50	48	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36	36	36
280	55	52	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40	40	40
315	65	60	60	55	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45	45	45
355	70	70	65	63	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52	52
400	80	75	75	70	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60	60	60
450	90	85	80	80	75	75	70	70	70	70	65	65	65	65	65	65	65
500	100	95	90	90	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75	70	70

Примечание. Значения диаметра в скобках ограничены в применении.

Следовательно, необходимо повысить изгибную прочность, не снижая контактной. Выбираем сталь 40Х, термообработка – азотирование. По табл. 5.3 твердость на поверхности 50...59 HRC (было 48...54 HRC), сердцевины $HRC_{серд} = 22...40$, предел изгибной выносливости $\sigma_{F0} = 12 HRC_{серд} + 300 = 12 \cdot 31 + 300 = 672$ МПа. Средняя твердость сердцевины

$$HRC_{серд\ ср.} = 0,5(22 + 40) = 31.$$

Допустимые напряжения изгиба равны:

$$[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FL} = \frac{672}{1,75} \cdot 1 = 384 \text{ МПа, что выше действующих.}$$

Изгибная прочность обеспечена.

Глава 7. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

7.1. Выбор редуктора. Определение геометрических параметров. Расчетный момент на тихоходном валу редуктора $T_{вых}$ должен быть равен или меньше номинального T_n , указанного в паспорте редуктора (каталоге), $T_{вых} \leq T_n$.

7.2. Определение основных геометрических параметров червячной передачи регламентированы ГОСТ 2144–76 (рис. 7.2).

При заданном межосевом расстоянии a_w и передаточном числе $U_{ред}$ по ГОСТ 2144–76 (табл. 7.1) уточняют соотношение $z_2:z_1$, выбирают модуль зацепления m_s , коэффициент диаметра червяка q , коэффициент смещения χ . При выборе соотношения $z_2:z_1$ учитывают следующие рекомендации: принимают число заходов червяка $z_1 = 4$ при $U = 8...15$; $z_1 = 2$ при $U = 15...30$; $z_1 = 1$ при $U > 30$.

Определяют угол подъема винтовой линии червяка γ (рис. 7.1).

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}; \quad \gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}. \quad (7.1)$$

На рис. 7.1 это угол между вектором окружной скорости червяка V_1 и вектором относительной скорости скольжения V_s .

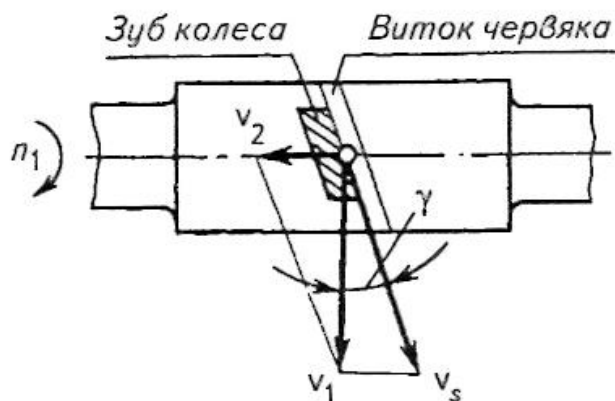


Рис. 7.1. Графическая сущность угла подъема витка червяка

7.3. Диаметры червяка:

$$d_1 = qm_s; \quad d_{a1} = d_1 + 2m_s; \quad d_{f1} = d_1 - 2,4m_s.$$

7.6. Определяют силы в зацеплении (рис. 7.3):

окружная сила на червяке F_{t1} равна осевой силе F_{A2} на колесе

$$F_{t1} = -F_{A2} = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ где } T_1 = \frac{T_2}{U_{1,2}\eta_{1,2}};$$

окружная сила на колесе F_{t2} равна осевой силе F_{A1} на червяке

$$F_{t2} = -F_{A1} = \frac{2T_2}{d_2};$$

радиальные силы на червяке и колесе равны, но противоположны по направлению $F_{R1} = -F_{R2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma$.

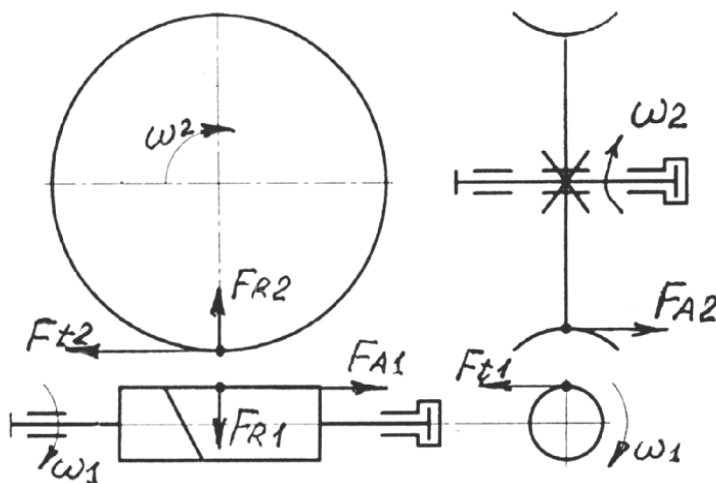


Рис. 7.3. Схема сил в червячном зацеплении

Пример расчета. Выполнить расчет передачи червячного редуктора типа Ч. Исходные данные: крутящий момент на тихоходном валу редуктора $T_{\text{вых}} = T_2 = 480$ Нм; крутящий момент на быстроходном валу редуктора $T_{\text{вх}} = T_1 = 22,86$ Нм; передаточное число редуктора $U_{\text{ред}} = 25$.

Частота вращения вала червяка $n_1 = n_{\text{вх}} = 960$ мин⁻¹ (об/мин).

1. По таблице П17 приложения выбираем редуктор Ч-125 (при выборе учитывается выполнение условия $T_{\text{вых}} \leq T_{\text{т}}$, а также значение передаточного числа редуктора $U_{\text{ред}}$ и частоты вращения червяка – n_1). Уточняем его основные параметры: момент на тихоходном валу $T_{\text{т}} = 700$ Нм, межосевое расстояние передачи $a_w = 125$ мм, концы быстроходного и тихоходного валов – цилиндрические, КПД редуктора $\eta_{\text{ред}} = 0,84$; $\eta_{\text{ред}} = \eta_{1,2}$.

Обозначение редуктора: Ч-125-25.

2. Определяем основные геометрические параметры передачи по ГОСТ 2144–76 (табл. 7.1.). При $a_w = 125$ мм, $U_{\text{ред}} = 25$ принимаем: $z_2:z_1 = 50:2$; модуль $m_s = 4$ мм; коэффициент диаметра червяка $q = 12,5$; коэффициент смещения $\chi = 0$.

3. Определяем угол подъема винтовой линии червяка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1}{q} = \frac{2}{12,5} = 0,16 \quad \gamma = 9,09^\circ.$$

4. Диаметры червяка:

диаметр делительного цилиндра червяка $d_1 = qm_s = 12,5 \cdot 4 = 50$ мм;

наружный диаметр червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2m_s = 50 + 2 \cdot 4 = 58 \text{ мм};$$

внутренний диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m_s = 50 - 2,4 \cdot 4 = 40,4 \text{ мм}.$$

5. Диаметры червячного колеса (при $\chi_\square = 0$):

диаметр делительной окружности

$$d_2 = z_2 m_s = 50 \cdot 4 = 200 \text{ мм};$$

диаметр вершин зубьев в среднем сечении колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m_s = 200 + 2 \cdot 4 = 208 \text{ мм};$$

диаметр ножек зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m_s = 200 - 2,4 \cdot 4 = 190,4 \text{ мм};$$

внешний диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m_s}{z_1 + 2} = 208 + \frac{6 \cdot 4}{2 + 2} = 214 \text{ мм}.$$

6. Ширина зубчатого венца червячного колеса $b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 58 = 43,5$ мм, по ГОСТ 6636–69 (табл. П33)

принимаем $b_2 = 42$ мм.

7. Силы в зацеплении:

$$F_{t1} = -F_{A2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 22,86 \cdot 10^3}{50} = 914,4 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = -F_{A1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 480 \cdot 10^3}{200} = 4800 \text{ Н};$$

$$F_{R1} = -F_{R2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 4800 - 0,364 = 1699,2 \text{ Н}.$$

На этом расчет по данному разделу для студентов, выполняющих курсовую работу по прикладной механике, завершается. Для курсового проекта по деталям машин продолжение 8.

8. Определение действующих контактных напряжений в зацеплении. Напряжения в зоне контакта определяются по формуле

$$\sigma_H = \frac{476}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_1}} = \frac{476}{200} \sqrt{\frac{480 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{50}} = 255,5 \text{ МПа},$$

где K_H – коэффициент нагружения. Можно принимать равным $K_H = 1,2$.

Выбор материала для венца червячного колеса. В качестве материала используют при скорости скольжения в зацеплении до 5 м/с безоловянные, а при большей – оловянные бронзы. Для безоловянной бронзы БрА9ЖЗЛ допустимые контактные напряжения определяют $[\sigma_H] = 300 - 25V_s$. V_s – скорость скольжения в зацеплении.

$$V_s = \frac{m_s n_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{4 \cdot 960}{19100} \sqrt{2^2 + 12,5^2} = 2,55 \text{ м/с.}$$

Допустимые напряжения равны $[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot 2,55 = 236 \text{ МПа}$.

Контактная прочность не достаточна.

Для оловянной бронзы БрОНФ при шлифованном червяке допустимые напряжения $[\sigma_H] = (0,85 \dots 0,9) \sigma_B$, откуда σ_B – предел прочности бронз:

$$\sigma_B = [\sigma_H] / (0,85 \dots 0,9) = 255,5 / (0,85 \dots 0,9) = (300,6 \dots 284) \text{ МПа.}$$

В табл. 7.2 таким требованиям отвечает бронза марки БрОНФ $\sigma_B = 290 \text{ МПа}$.

Таблица 7.2

Показатели прочности бронз

Марка	Способ отливки	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Скорость скольжения, м/с
БрОНФ	Ц	290	170	4...10
БрА9Ж3Л	П	395	195	≤ 4

9. Изгибную прочность зубьев колеса проверяют по условию

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F],$$

где σ_F – напряжения изгиба, МПа; Y_F – коэффициент формы зуба; F_{t2} – окружная сила колеса, Н; b_2 – ширина колеса, мм; m_n – нормальный модуль зацепления, мм; K_F – коэффициент нагружения при изгибе, $K_F \approx K_H = 1,2$; $[\sigma_F]$ – допустимые напряжения изгиба, МПа.

Коэффициент формы зуба колеса определяется по эквивалентному числу зубьев z_{v2} по табл. 7.3.

Таблица 7.3

Значения коэффициента формы зуба

z_{v2}	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_{F2}	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

Эквивалентное число зубьев колеса равно $Y_{F2} = 1,45$. $F_{t2} = 4800 \text{ Н}$, $b_2 = 42 \text{ мм}$.

Модуль нормальный червячного колеса

$$m_n = m_s \cos \gamma = 4 \cos 9,09 = 3,95 \text{ мм.}$$

Допустимые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = 0,08 \sigma_B + 0,25 \sigma_T = 0,08 \cdot 290 + 0,25 \cdot 170 = 65,7 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n} = 0,7 \cdot 1,45 \frac{4800 \cdot 1,2}{42 \cdot 3,95} = 35,24 \text{ МПа,}$$

что удовлетворяет условию прочности.

Глава 8. РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРОВ

Основными критериями работоспособности валов являются прочность, жесткость и виброустойчивость. Для валов приводов главным является расчет на прочность с учетом жесткости. Валы редукторов рекомендуется изготавливать из сталей 45, Ст5, Ст6. Прочность зависит от механических свойств сталей, а жесткость только от диаметра. Применение высокопрочных легированных сталей по условию жесткости требует увеличения диаметра вала до тех же размеров, что и для сталей с меньшей механической прочностью.

8.1. Анализ загруженности редуктора

В практике нередко возникает необходимость установить характеристику имеющегося в наличии редуктора (передаточное число $U_{ред}$, вращающие моменты $T_{вх}$ быстроходного и $T_{вых}$ тихоходного валов) при отсутствии паспортных данных. Чтобы определить передаточное число редуктора, необходимо проворачивать быстроходный вал редуктора, считая обороты, до тех пор пока тихоходный вал не сделает полный оборот. Количество оборотов быстроходного вала при этом будет равно передаточному числу редуктора $U_{ред}$.

Примерное значение допустимого вращающего момента любого вала можно определить из условия прочности при кручении. Величина действующих напряжений τ не должна превышать допустимых $[\tau]$:

$$\tau = \frac{T}{W_p} \leq [\tau], \quad (8.1)$$

где $W_p = 0,2d^3$ – полярный момент сопротивления кручению наименьшего диаметра вала d .

Диаметр выходного (входного) конца вала d можно измерить, а следовательно, определить W_p . Тогда допустимый вращающий момент

$$T = [\tau] W_p. \quad (8.2)$$

Значение допустимых напряжений кручения рекомендуется принимать в пределах 25...30 МПа.

В учебных целях необходимо определить степень загруженности валов выбранного редуктора. Процент недогрузки (перегрузки) Δ тихоходного (быстроходного) вала

$$\Delta = \frac{T_{табл} - T_{вых}(T_{вх})}{T_{табл}} 100 \% \leq 15 \%, \quad (8.3)$$

где $T_{табл} = T_t(T_6)$ – табличное значение номинального крутящего момента на тихоходном (быстроходном) валах; $T_{вых}(T_{вх})$ – действительные расчетные значения крутящих моментов на тихоходном (выходном) и быстроходном (входном) валах редуктора.

Недогрузка (перегрузка) дает возможность оценивать и прогнозировать долговечность зубчатых колес, валов, подшипников.

Для быстроходного вала номинальный крутящий момент T_6 определится по формуле (8.2), используя табличное значение его диаметра d_6 и $[\tau] = 25$ МПа.

Расчетное значение крутящего момента $T_{\text{вх}}$ с учетом передаточного числа U_p и кпд η_p редуктора равно $T_{\text{вх}} = \frac{T_{\text{вых}}}{U_p \eta_p}$.

8.2. Проверочный расчет тихоходного вала выбранного редуктора

Для выполнения расчета вал рассматривают как балку, шарнирно закрепленную на двух опорах. Основными расчетными нагрузками являются крутящие и изгибающие моменты. Порядок расчета следующий:

8.2.1. Разрабатывают конструкцию вала. Для определения размеров вала стандартного редуктора используют размеры редуктора, указанные в каталоге (приложение). В курсовом проекте (работе) рассчитывают тихоходный вал редуктора рекомендуемой ступенчатой конструкции (рис. 8.1).

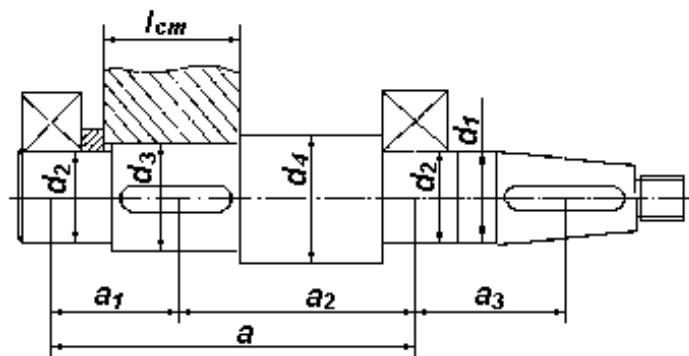


Рис. 8.1. Эскиз сборки тихоходного вала

d_1 – диаметр выходного конца вала определяют по каталогу;

$d_2 = d_1 + 3...4$ мм – диаметр вала под подшипники, обязательно кратен пяти. При конусном исполнении посадочного участка конца вала можно принимать $d_2 = d_1$, если d_1 кратен пяти.

$d_3 = d_2 + 1...2$ мм, диаметр вала под колесом. Ступица колеса должна свободно проходить посадочный участок под подшипник, для чего добавляется 1...2 мм.

$d_4 \approx 1,1d_3$ – участок вала, исполняющий роль упорного буртика (диаметр заготовки круга).

Полученные значения диаметров необходимо уточнить по нормальному ряду линейных размеров, ГОСТ 6636–69 (табл. П33). Положение опор и точки приложения сил, т.е. размеры a_1 , a_2 , a_3 определяют приблизительно (см. пример расчета).

8.2.2. Для дальнейших расчетов вала составляют расчетную схему (см. рис. 8.2).

Вал редуктора нагружен силами F_t , F_A , F_R (окружная, осевая, радиальная), действующими в полюсе зацепления и консольной нагрузкой F_K , условно приложенной в середине посадочного участка выходного конца вала. Величина консольной нагрузки для редукторов общего назначения определена ГОСТ 16162–85. Для выходных валов при передаточном числе редукторов $U_{\text{ред}} < 11,5$

$$F_K = 125 \sqrt{T}. \quad (8.4)$$

Для выходных валов многоступенчатых редукторов и червячных при $U_{\text{ред}} \geq 11,5$

$$F_K = 250 \sqrt{T}. \quad (8.5)$$

8.2.3. Строят эпюры крутящих и изгибающих моментов, пользуясь методикой, изложенной в курсе сопротивления материалов. По эпюрам суммарных моментов определяют предполагаемые наиболее опасные сечения вала.

В данной работе используется правило построения эпюр на растянутых волокнах балки. Знак момента принимают положительным $\downarrow +M + \downarrow$, если силы по отношению к рассматриваемому сечению M направлены вниз. Знак момента отрицательный, если силы направлены вверх $\uparrow -M - \uparrow$.

8.2.4. Выполняют проверочный расчет вала на сопротивление усталости. Для наиболее опасных сечений вала определяют коэффициенты запаса прочности

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] = 2 \dots 2,5, \quad (8.6)$$

где s_σ – коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба; s_τ – коэффициент запаса прочности по напряжениям кручения.

При значении коэффициента запаса $s \geq 2$ обеспечивается необходимая жесткость валов редуктора.

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d K_F} \sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_m}. \quad (8.7)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d K_F} \tau_a + \Psi_\tau \tau_m}. \quad (8.8)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала, соответственно при изгибе и кручении, МПа. $\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5) \sigma_B$; σ_B – предел прочности материала вала, МПа (табл. 5.4); σ_a и τ_a – амплитуды переменных составляющих циклов напряжений; σ_m и τ_m – постоянные составляющие циклов, МПа.

Условно принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, напряжения кручения по отнулевому.

Для симметричного цикла $\sigma_a = \frac{M_\Sigma}{W}$; $\sigma_m = 0$;

для сплошного сечения момент сопротивления изгибу $W = 0,1d^3$;

для сечения со шпоночным пазом

$$W = 0,1d^3 - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2d}.$$

Для отнулевого цикла $\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{\max}$; $\tau_{\max} = \frac{T}{W_p}$;

для сплошного сечения момент сопротивления кручению $W_p = 0,2d^3$;

для сечения вала со шпоночным пазом $W_p = 0,2d^3 - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2d}$; размеры

шпоночного паза b и t , определяют по табл. 9.1.

ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений. Для сталей $\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B$; $\psi_{\tau} = 0,5$
 $\psi_{\sigma} = 0,01 + 10 \sigma_B$.

K_d и K_F – масштабный фактор и фактор качества поверхности (табл. 8.2, 8.3).

K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (табл. 8.4).

Таблица 8.2

Масштабный фактор K_d

Напряженное состояние и материал	Диаметр вала d , мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,88	0,83	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62
Кручение для всех сталей					

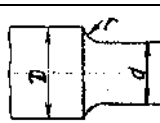
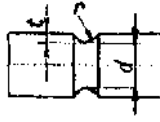
Таблица 8.3

Фактор качества поверхности K_F

Вид механической обработки	Параметр шероховатости поверхности R_a , мкм	K_F при σ_B , МПа		
		500	700	900
Обточка	2,5...0,63	0,95	0,91	0,66
Шлифование	0,32...0,16	1,0	1,0	1,0

Таблица 8.4

Значения коэффициентов концентрации напряжений

Фактор концентрации напряжений		K_{σ}		K_{τ}	
		σ_b , МПа			
		≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000
Галтель при $r/d = 0,02$ ($D/d = 1,25 \dots 2,0$) 0,06 0,10		2,5	3,5	1,8	2,1
		1,85	2,0	1,40	1,43
		1.60	1,64	1,25	1,35
Выточка при $r/d = 0,02$ ($t = r$) 0,06 0,10		1,90	2,35	1,40	1,70
		1,80	2,0	1,35	1,65
		1,70	1,85	1,25	1,50
Шпоночный паз		1,70	2,0	1,40	1,70
Прессовая посадка при $p \geq 20$ МПа (посадка с натягом)		2,40	3,60	1,80	2,50

Концентрацию напряжений в сечении вала может вызвать шпоночный паз, посадка детали на вал с натягом, изменение диаметра и т.д. При наличии в одном сечении нескольких источников концентрации напряжений учитывают наиболее опасный, т.е. тот, у которого K_σ и K_τ больше.

Пример расчета. Выполнить расчет тихоходного вала двухступенчатого цилиндрического редуктора 1Ц2У-125.

Исходные данные: номинальный крутящий момент тихоходного вала $T_T = 500$ Нм; передаточное число редуктора $U_p = 25$; КПД редуктора $\eta_p = 0,97$; диаметры выходных участков валов тихоходного $d_T = 45$ мм, быстроходного – $d_6 = 20$ мм; силы в зацеплении $F_t = 3531$ Н, $F_R = 1317$ Н, $F_A = 787$ Н (окружная, радиальная и осевая силы); расчетный крутящий момент на тихоходном валу $T_{\text{вых}} = 369$ Нм.

1. Оценка степени загруженности редуктора.

Для тихоходного вала

$$\Delta = \frac{T_T - T_{\text{вых}}}{T_T} 100 \% = \frac{500 - 369}{500} \cdot 100 \% = 26,2 \ \%.$$

Недогрузка составляет 26,2 %.

Значение предельного номинального крутящего момента для быстроходного вала T_6 в каталоге не приведено. Его можно ориентировочно определить, принимая допустимые напряжения кручения $[\tau] = 25$ МПа.

$$T_6 = [\tau] W_p = [\tau] 0,2 d_6^3 = 25 \cdot 0,2 \cdot 20^3 = 40 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В действительности быстроходный вал загружен моментом $T_{\text{вх}}$

$$T_{\text{вх}} = \frac{T_{\text{вых}}}{U_p \eta_p} = \frac{369}{25 \cdot 0,97} = 15,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. По приложению 2, табл. П. 2.4, определяем необходимые для дальнейших расчетов размеры редуктора:

габарит по крышкам подшипников тихоходного вала редуктора $B_1 = 175$ мм;

длина посадочного участка выходного конца вала $l_1 = 82$ мм;

диаметр выходного цилиндрического участка вала редуктора $d_T = 45$ мм, что соответствует по рис. 8.1 диаметру $d_1 = d_T = 45$ мм;

делительный диаметр колеса $d_w = 209,01$ мм $\approx 0,21$ м (из расчета зубчатой передачи).

Составляем расчетную схему вала. Расстояние между опорами вала «а» определяем приближенно, принимая расстояние от наружной поверхности крышки до середины подшипника 20...25 мм.

$$a = B_1 - (20 \dots 25) 2 = 175 - (20 \dots 25) 2 = 135 \dots 125 \text{ мм} = 132 \text{ мм} = 0,132 \text{ м}.$$

$$a = a_1 + a_2, \text{ (см. рис. 8.1, 8.2);}$$

$a_1 \approx a/3$ – для тихоходных валов двухступенчатых цилиндрических, коническо-цилиндрических и одноступенчатых конических редукторов. Для валов одноступенчатых цилиндрических и червячных редукторов $a_1 = a_2 = a/2$:

$$a_1 = 132/3 = 44 \text{ мм} = 0,044 \text{ м}; a_2 = a - a_1 = 132 - 44 = 88 \text{ мм} = 0,088 \text{ м}.$$

Расстояние от середины посадочного участка конца вала до середины подшипника (рис. 8.2) $a_3 = l_2/2 + (25 \dots 30 \text{ мм}) = 82/2 + 30 = 71 \text{ мм} = 0,071 \text{ м}.$

3. Определяем основные нагрузки. Приводим силы F_t , F_R , F_A к точке на оси вала. При этом возникают моменты пар сил: крутящий момент $T \approx T_{\text{вых}} = F_t \frac{d_k}{2} = 369 \text{ Нм}$, т. е. известный ранее момент тихоходного вала $T_{\text{вых}}$ и момент в плоскости ZY от осевой силы M_{FA}

$$M_{FA} = F_A \frac{d_w}{2} = 787 \frac{0,21}{2} = 82,6 \text{ Нм.}$$

Величина консольной нагрузки при $U_p > 11,5$

$$F_k = 250 \sqrt{T_{\text{вых}}} = 250 \sqrt{369} = 4802 \text{ Нм.}$$

4. Выполняем эскиз вала и схему нагружения (рис. 8.2). Определяем реакции опор, используя уравнения статики. Сумма моментов относительно любой опоры равна нулю.

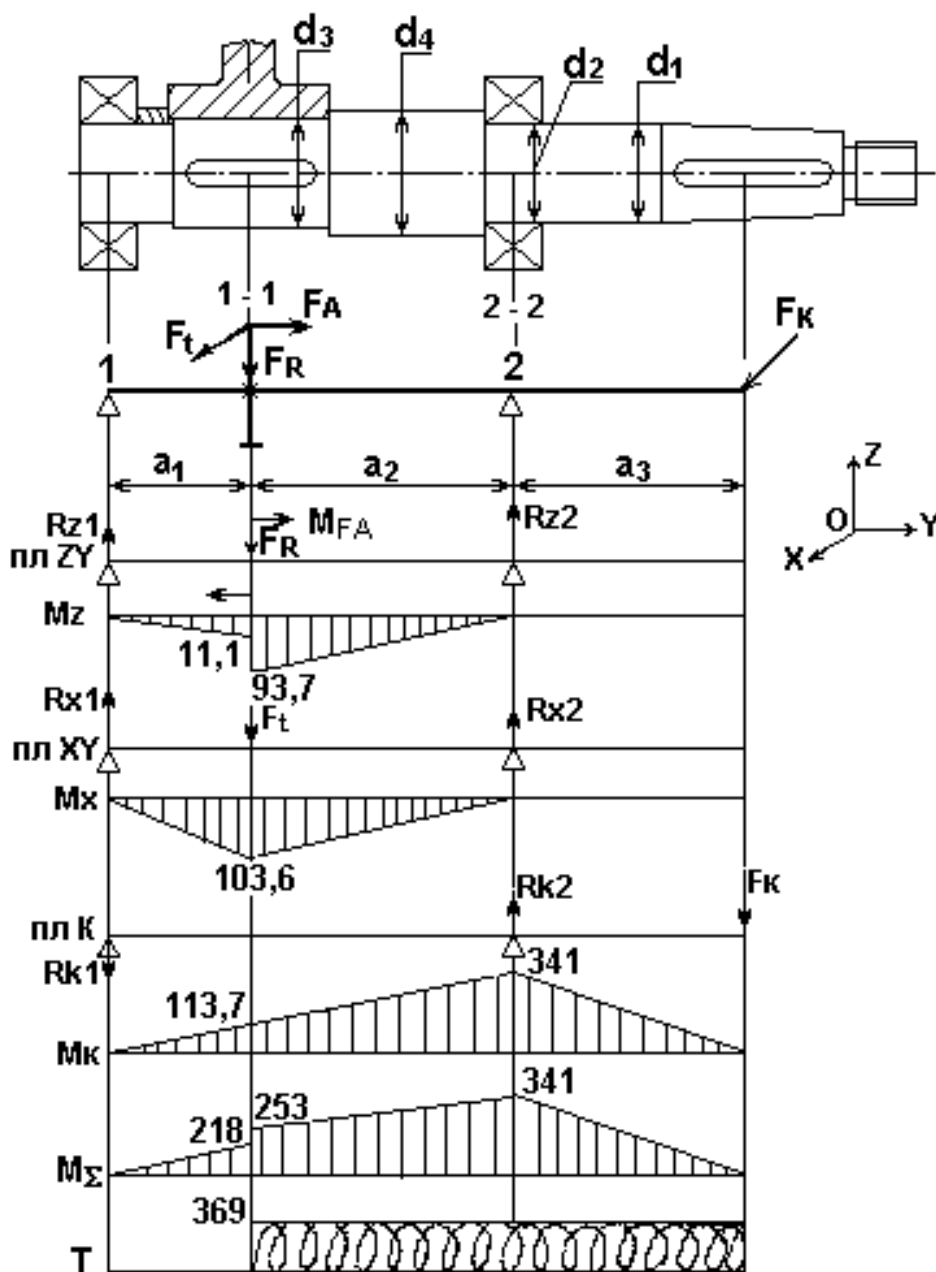


Рис. 8.2. Характер нагружения вала

В плоскости ZOU по условию $\Sigma M_{Z2} = 0$, или

$$-R_{Z1}(a_1 + a_2) - M_{FA} + F_R a_2 = 0;$$

$$R_{Z1} = \frac{-M_{FA} + F_R a_2}{a_1 + a_2} = \frac{-82,6 + 1317 \cdot 0,088}{0,132} = 252 \text{ Н.}$$

По условию $\Sigma M_{Z1} = 0$, или $R_{Z2}(a_1 + a_2) - M_{FA} - F_R a_1 = 0$;

$$R_{Z2} = \frac{M_{FA} + F_R a_1}{a_1 + a_2} = \frac{82,6 + 1317 \cdot 0,044}{0,132} = 1065 \text{ Н.}$$

Проверка: $\Sigma F_Z = 0$, т.е. $R_{Z1} + R_{Z2} - F_R = 0$; $252 + 1065 - 1317 = 0$.

По условию $\Sigma M_{X2} = 0$ или $-R_{X1}(a_1 + a_2) + F_t a_2 = 0$;

$$R_{X1} = \frac{F_t a_2}{a_1 + a_2} = \frac{3531 \cdot 0,088}{0,132} = 2354 \text{ Н.}$$

$$R_{X2} = \frac{F_t a_1}{a_1 + a_2} = \frac{3531 \cdot 0,044}{0,132} = 1177 \text{ Н.}$$

Определяем реакции опор от консольной нагрузки F_K .

По условию $\Sigma M_{K2} = 0$, или $R_{K1}(a_1 + a_2) + F_K a_3 = 0$;

$$R_{K1} = \frac{F_t a_3}{a_1 + a_2} = \frac{4802 \cdot 0,071}{0,132} = 2583 \text{ Н;}$$

$$R_{K1} - R_{K2} + F_K = 0,$$

отсюда $R_{K2} = R_{K1} + F_K = 2583 + 4802 = 7385 \text{ Н.}$

5. Определяем изгибающие моменты M_Z в плоскости ZU . В сечении 1–1

$$M_{Z1} = R_{Z1} a_1 = 252 \cdot 0,044 = 11,1 \text{ Н·м}$$

$$M'_{Z1} = M_{Z1} + M_{FA} = 11,1 + 82,6 = 93,7 \text{ Н·м.}$$

В плоскости XU :

сечение 1–1 $M_{X1} = R_{X1} a_1 = 2354 \cdot 0,044 = 103,6 \text{ Н·м,}$

В плоскости консольной нагрузки:

сечение 1–1

$$M_{K1} = R_{K1} a_1 = 2583 \cdot 0,044 = 113,7 \text{ Нм;}$$

сечение 2–2

$$M_{K2} = F_K a_3 = 4802 \cdot 0,071 = 341 \text{ Нм.}$$

Строим эпюры изгибающих моментов M_Z , M_X и M_K (рис. 8.2).

Определяем суммарные изгибающие моменты:

в сечении 1–1

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{(M_{Z1})^2 + (M_{X1})^2} + M_{K1} = \sqrt{11,1^2 + 103,6^2} + 113,7 = 218 \text{ Н·м.}$$

$$M'_{\Sigma 1} = \sqrt{(M'_{Z1})^2 + (M_{X1})^2} + M_{K1} = \sqrt{93,7^2 + 103,6^2} + 113,7 = 253 \text{ Н·м.}$$

в сечении 2–2

$$M_{\Sigma 2} = M_{K2} = 341 \text{ Нм.}$$

Сравнивая полученные значения суммарных изгибающих моментов, делаем вывод, что наиболее опасным сечением вала является сечение 2–2, где расположена опора 2 (подшипник).

6. Выполняем эскиз вала (рис. 8.3). Диаметры участков вала определяем по рекомендациям п.1 (рис. 8.1).

Диаметр выходного конца вала $d_1 = d_T = 45$ мм.

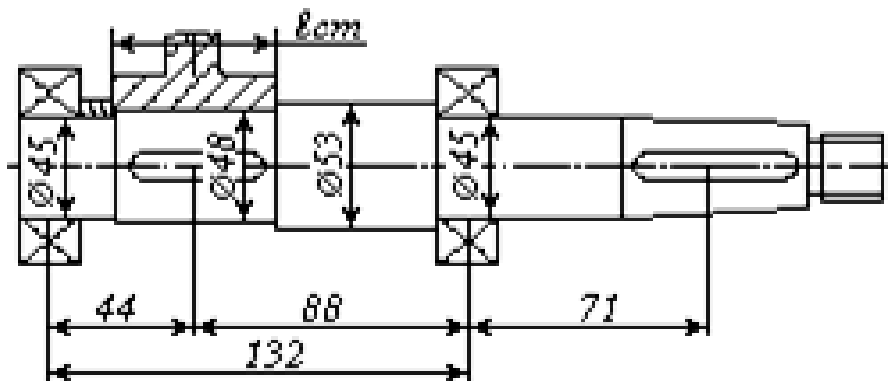


Рис. 8.3. Эскиз вала

Диаметр вала под подшипник d_2 должен быть кратен пяти или
 $d_2 = d_1 + 1...4$ мм.

В данном случае при конической форме выходного конца вала принимаем
 $d_2 = d_1 = 45$ мм; $d_3 = d_2 + 1...2$ мм = $45 + 2 = 47$ мм.

По ГОСТ 6636–69, таблица ПЗ3 «Нормальные линейные размеры», принимаем $d_3 = 48$ мм. Диаметр d_4 , он же диаметр заготовки равен

$$d_4 = 1,1d_3 = 1,1 \cdot 48 = 52,8 \text{ мм.}$$

По табл. ПЗ3 принимаем $d_4 = 53$ мм.

7. Выполняем проверочный расчет вала на сопротивление усталости. Запас прочности в сечении 2–2

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] = 2...2,5.$$

Коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d K_F} \sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_m}.$$

Коэффициент запаса прочности по напряжениям кручения

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d K_F} \tau_a + \Psi_\tau \tau_m}.$$

Для изготовления вала (по табл. 5.4) выбираем сталь 45, термообработка – улучшение, предел прочности $\sigma_B = 750$ МПа. Пределы выносливости:

$$\sigma_{-1} = (0,4...0,5)\sigma_B = 0,45 \cdot 750 = 337,5 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 337,5 = 156,6 \text{ МПа.}$$

Амплитуды переменных составляющих циклов напряжений

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma 2}}{W} = \frac{341 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 45^3} = 34,42 \text{ МПа};$$

$W = 0,1d^3$ – для сплошного сечения вала;

$$\tau_a = 0,5 \frac{T_{\text{вых}}}{W_p} = 0,5 \frac{369 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 45^3} = 10,12 \text{ МПа};$$

$$W_p = 0,2d^3.$$

Постоянные составляющие циклов напряжений $\sigma_m = 0; \tau_m = 10,12 \text{ МПа}$.

Масштабный фактор и фактор качества поверхности определяем по табл. 8.2 и 8.3; для $d = 45 \text{ мм}$ $K_d = 0,82$; $K_F = 1,0$ для шлифованной поверхности (участок вала, на котором устанавливается подшипник, шлифуется).

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений определяем по таблице 8.4. Наибольшую концентрацию напряжений на участке вала, где установлен подшипник, вызывает посадка с натягом $K_\sigma = 2,5$; $K_\tau = 2,0$.

Коэффициенты

$$\Psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_b = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 750 = 0,17;$$

$$\Psi_\tau = 0,5 \Psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,17 = 0,085.$$

Определяем коэффициенты запаса прочности

$$s_\sigma = \frac{337,5}{\frac{2,5}{0,82 \cdot 1} 34,42 + 0,17 \cdot 0} = 3,22;$$

$$s_\tau = \frac{156,6}{\frac{2}{0,72 \cdot 1} 10,12 + 0,085 \cdot 10,12} = 5,4;$$

$$s = \frac{3,22 \cdot 5,4}{\sqrt{3,22^2 + 5,4^2}} = 2,77 > [s] = 2.$$

Условие прочности выполняется.

Глава 9. РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для передачи крутящего момента от вала к ступице и наоборот в стандартных редукторах используют призматические шпонки. Все размеры шпонок стандартизованы (ГОСТ 23360–78, табл. 9.1). Ширину шпонки b и высоту h выбирают по диаметру вала, длину $l_{\text{шп}}$ определяют по соотношению $l_{\text{шп}} = l_{\text{ст}} - 5 \dots 10 \text{ мм}$ и уточняют по табл. 9.1. Длину ступицы детали $l_{\text{ст}}$ (рис 8.1), если она не известна, принимают равной

$$l_{\text{ст}} \approx 1,5d_{\text{вала}} \text{ (на практике } l_{\text{ст}} = (0,8 \dots 2,2)d_{\text{вала}}).$$

После выбора шпонки выполняют проверочный расчет шпоночного соединения на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T10^3}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (9.1)$$

где T – вращающий момент на валу, Н·м; d – диаметр вала, мм; h – высота шпонки, мм; l_p – рабочая длина шпонки, мм; $l_p = l_{\text{шп}} - b$; t_1 – глубина паза вала, мм (табл. 9.1); $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемые напряжения смятия, МПа; $[\sigma_{\text{см}}] = 120 \dots 140$ МПа – для стали; $[\sigma_{\text{см}}] = 70 \dots 90$ МПа – для чугуна.

Пример расчета. Подобрать по данным предыдущего примера призматическую шпонку для соединения зубчатого колеса с валом. Исходные данные для расчета: вращающий момент на валу $T_{\text{вых}} = 369$ Н·м; диаметр вала $d = d_3 = 48$ мм.

1. Длину ступицы колеса принимаем $l_{\text{ст}} = 1,5 d = 1,5 \cdot 48 = 72$ мм.

По ГОСТ 23360–78 (табл. 9.1) выбираем шпонку по диаметру вала: ширина шпонки $b = 14$ мм; высота $h = 9$ мм;

длина $l_{\text{шп}} = l_{\text{ст}} - (5 \dots 10 \text{ мм}) = 72 - 5 = 67$ мм; в соответствии с рекомендациями ГОСТ назначаем $l_{\text{шп}} = 63$ мм;

рабочая длина шпонки $l_p = l_{\text{шп}} - b = 63 - 14 = 49$ мм.

2. Выполняем проверочный расчет шпоночного соединения на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 T_{\text{вых}} 10^3}{d (h - t_1) l_p} = \frac{2 \cdot 369 \cdot 10^3}{48 \cdot (9 - 5,5) \cdot 49} = 89,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Все детали шпоночного соединения изготовлены из стали.

$[\sigma_{\text{см}}] = 120 \dots 140$ МПа, условие прочности выполняется.

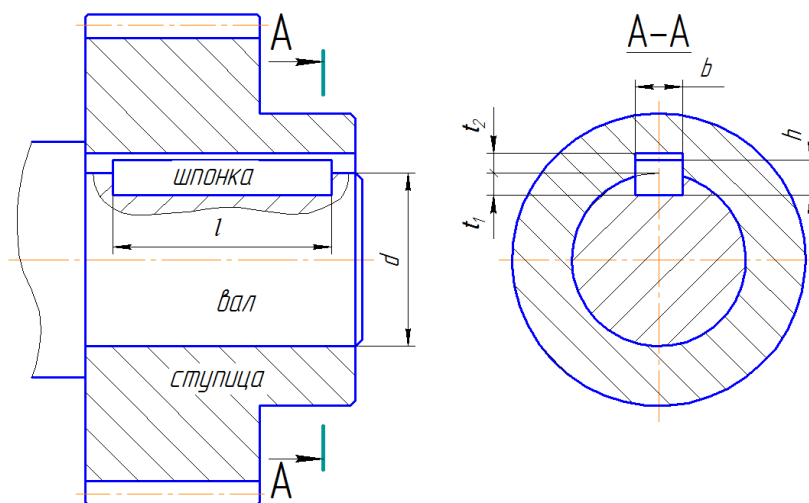


Рис. 9.1. Размеры шпоночного соединения

Таблица 9.1

Шпонки призматические по ГОСТ 23360–78

Диаметр вала d	Сечение шпонки		Фаска	Глубина паза		Длина l
	b	h		вала t_1	ступицы t_2	
17...22	6	6	0,25...0,4	3,5	2,8	14...70
22...30	8	7	0,4...0,6	4	3,3	18...90
30...38	10	8		5	3,3	22...110

38...44	12	8		5	3,3	28...140
44...50	14	9		5,5	3,8	36...160
50...58	16	10		6	4,3	45...180
58...65	18	11		7	4,4	50...200
65...75	20	12	0,6...0,8	7,5	4,9	56...220
75...85	22	14		9	5,4	63...250
85...95	25					70...280

Длины призматических шпонок: 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200 мм.

Пример обозначения шпонки с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 110$ мм:
Шпонка 18×11×110 ГОСТ 23360–78.

Глава 10. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ

Подшипники качения служат в качестве опор валов, препятствуют их радиальному и осевому смещению при минимальном моменте трения. Подшипники подбирают из числа стандартных по диаметру вала с учетом характера нагрузок.

Основным расчетом для подшипников качения при частоте вращения $n \geq 10$ мин⁻¹ является расчет на долговечность. Расчетная долговечность, выраженная в миллионах оборотов,

$$L = \left(\frac{C_r}{P_{\text{эКВ}}} \right)^m, \quad (10.1)$$

где C_r – паспортная динамическая грузоподъемность подшипника, Н; $P_{\text{эКВ}}$ – эквивалентная нагрузка, Н; m – показатель степени; $m = 3$ – для шарикоподшипников; $m = 10/3$ – для роликоподшипников.

Долговечность (ресурс), выраженная в часах,

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_{\text{эКВ}}} \right)^m \frac{10^6}{60n} \geq [L_h], \quad (10.2)$$

где n – частота вращения вала, мин⁻¹ (об/мин); $[L_h]$ – рекомендуемое значение долговечности, ч.

Для подшипников стандартных редукторов рекомендуется принимать $[L_h] \geq 10000$ ч, эквивалентная нагрузка для подшипника

$$P_{\text{эКВ}} = (VXF_r + YF_a) K_6 K_T, \quad (10.3)$$

где V – коэффициент вращения; $V = 1$ – при вращении внутреннего кольца подшипника; $V = 1,2$ – при вращении наружного кольца подшипника; F_r – радиальная нагрузка, равная радиальной реакции опоры;

$$F_r = \sqrt{R_z^2 + R_x^2} + R_k, \quad (10.4)$$

где R_z , R_x – радиальные по осям и R_k от консольной силы – реакции в опорах (см. гл. 8); F_a – осевая нагрузка, равная осевой реакции опоры. Для радиальных подшипников F_a равна внешней осевой силе (осевой силе в зацеплении), $F_a = F_A$.

Для радиально-упорных подшипников F_a – это результирующая осевая сила. X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл. 10.1). Значения X и Y существенно зависят от соотношения радиальной и осевой нагрузок. При отсутствии осевой силы из-за радиального зазора в подшипнике радиальная нагрузка вызывает повышенную неравномерность нагружения тел качения. С увеличением осевой силы нагрузка на тела качения распределяется равномернее до некоторого соотношения $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ (e – параметр осевого нагружения). И в этом случае осевая нагрузка не оказывает влияния на значение эквивалентной, т.е. $X = 1$, $Y = 0$. При дальнейшем увеличении F_a условия работы подшипника ухудшаются, снижается его долговечность. В этом случае значения X и Y определяются по табл. 10.1.

Таблица 10.1

Значения коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузки

Шариковые радиальные однорядные подшипники										
$\frac{F_a}{C_o}$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$				$\frac{F_a}{VF_r} > e$				e
		X		Y		X		Y		
0,014		1		0		0,56		2,30		0,19
0,028								1,99		0,22
0,056								1,71		0,26
0,084								1,55		0,28
0,11								1,45		0,30
0,17								1,31		0,34
0,28								1,15		0,38
0,42								1,04		0,42
0,56								1,00		0,44
Роликовые радиально-упорные конические подшипники										
Однорядные						Двухрядные				e
$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$				
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y			
1	0	0,4	0,4ctgα	1	0,45ctgα	0,67	0,67ctgα	1,5tgα		
Шариковые радиально-упорные подшипники										
α°	$\frac{F_a}{C_o}$	Однорядные				Двухрядные				e
		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
12	0,014	1	0	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30
	0,029				1,62		1,84		2,63	0,34
	0,057				1,46		1,60		2,37	0,37
	0,086				1,34		1,52		2,18	0,41
	0,11				1,22		1,39		1,98	0,45
	0,17				1,13		1,30		1,84	0,48

	0,29 0,43 0,57				1,04 1,01 1,00		1,20 1,16 1,16		1,69 1,64 1,62	0,52 0,54 0,54
26		1	0	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,44	0,68

Величина результирующей осевой нагрузки на каждый подшипник зависит от величины и направления внешней осевой силы F_a , собственных осевых сил S , типа подшипника и его положения в опоре (см. пример расчета).

Осевую силу S определяют для радиально-упорных шариковых подшипников, как

$$S = e F_r; \quad (10.5)$$

для радиально-упорных роликовых

$$S = 0,83eF_r. \quad (10.6)$$

K_b – коэффициент безопасности, учитывает характер нагрузки, для редукторов общего назначения $K_b = 1,3...1,5$; K_t – температурный коэффициент, при $t \leq 100$ °С $K_t = 1$.

Пример расчета. Подобрать и проверить подшипники качения для тихоходного вала двухступенчатого цилиндрического редуктора 1Ц2У-125. Исходные данные: осевая сила в зацеплении $F_A = 787$ Н; радиальные реакции в опорах вала по осям: $R_{Z1} = 252$ Н; $R_{Z2} = 1065$ Н; $R_{X1} = 2354$ Н; $R_{X2} = 1177$ Н; $R_{K1} = 2583$ Н; $R_{K2} = 7385$ Н; диаметр посадочного участка вала $d_b = 45$ мм, частота вращения вала $n_{\text{вых}} = 114$ мин⁻¹ (об/мин).

В стандартных редукторах используют радиально-упорные роликовые подшипники.

1. Предварительно назначаем подшипник по диаметру вала $d_2 = 45$ мм радиально-упорный роликовый 7209 (табл. П21). Внутренний диаметр подшипника $d = 45$ мм, наружный $D = 85$ мм, ширина $T = 20,75$ мм. Динамическая грузоподъемность $C_r = 42,7$ кН, статическая грузоподъемность $C_{or} = 33,4$ кН. Факторы нагрузки: параметр осевого нагружения $e = 0,41$; коэффициент осевой нагрузки $Y = 1,45$. Схема установки подшипников на валу «в распор».

2. Определяем результирующие радиальные нагрузки F_{r1} и F_{r2} в опорах

$$F_{r1} = \sqrt{R_{Z1}^2 + R_{X1}^2} + R_{K1} = \sqrt{252^2 + 2354^2} = 4950 \text{ Н.}$$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{Z2}^2 + R_{X2}^2} + R_{K2} = \sqrt{1065^2 + 1177^2} = 8972 \text{ Н.}$$

Определяем собственные осевые составляющие силы в опорах S_1 и S_2 :

$$S_1 = 0,83 e F_{r1} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 4950 = 1684 \text{ Н;}$$

$$S_2 = 0,83 e F_{r2} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 8972 = 3053 \text{ Н.}$$

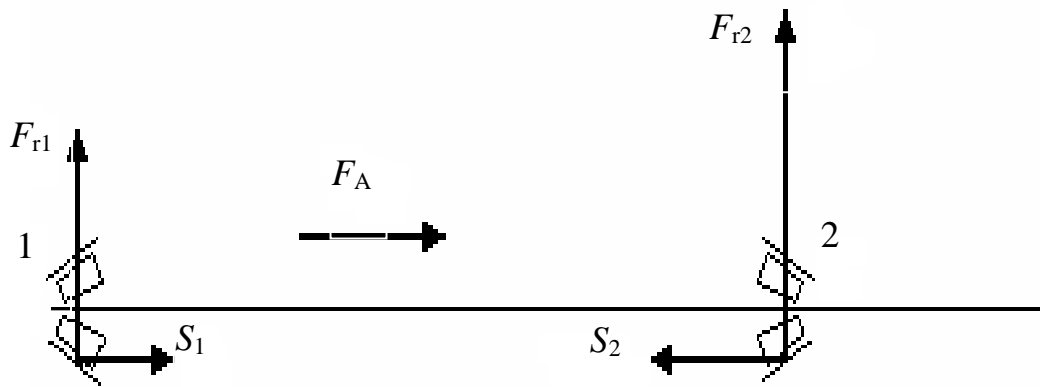


Рис. 10.1. Схема нагружения подшипников

Вал под действием осевых сил F_A , S_1 , S_2 , будет прижиматься к правой или левой опоре, которая называется фиксирующей.

Для определения фиксирующей опоры необходимо сложить два вектора осевых сил, совпадающих по направлению, т. е.

$S_1 + F_A = 1684 + 787 = 2471$ Н, что меньше, чем S_2 . Следовательно, вал будет прижат к опоре 1. Таким образом, опора 1 фиксирующая.

Результирующие осевые нагрузки подшипников равны: для нефиксирующей опоры 2 – собственной составляющей $F_{a2} = S_2 = 3053$ Н, а для фиксирующей опоры 1 – сумме внешних сил, без учета собственной составляющей $F_{a1} = S_2 - F_A = 3053 - 787 = 2266$ Н;

3. Определяем эквивалентные нагрузки в опорах. Степень влияния осевой нагрузки оценивается соотношением осевой и радиальной сил

$$\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{2266}{1 \cdot 4950} = 0,46 > e = 0,41.$$

По табл. 10.1 принимаем $X_1 = 0,4$; $Y_1 = 1,45$.

Для опоры 1

$$P_{\text{эKB1}} = (VX_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) K_6 K_T = (1 \cdot 0,4 \cdot 4950 + 1,45 \cdot 2266) 1,4 \cdot 1 = 7372 \text{ Н.}$$

Принимаем $K_6 = 1,4$; $K_T = 1$.

Для опоры 2

$$\frac{F_{a2}}{VF_{r2}} = \frac{3053}{1 \cdot 8972} = 0,34 < e = 0,41; X_2 = 1, Y_2 = 0.$$

$$P_{\text{эKB2}} = V X_2 F_{r2} K_6 K_T = 1 \cdot 1 \cdot 8972 \cdot 1,4 \cdot 1 = 12561 \text{ Н.}$$

4. Ресурс подшипника в часах. Так как $P_{\text{эKB2}} > P_{\text{эKB1}}$, ресурс подшипника определяем по опоре 2:

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_{\text{эKB2}}} \right)^{3,3} \frac{10^6}{60 n_{\text{вых}}} = \left(\frac{42700}{12561} \right)^{3,3} \frac{10^6}{60 \cdot 114} = 8290 \text{ ч} < [L_h] = 10^4 \text{ ч.}$$

Условие расчета не выполняется.

Следует принять подшипник другой серии, с большей динамической грузоподъемностью при том же внутреннем диаметре.

Назначаем подшипник легкой широкой серии 7509:

$d = 45$ мм; $D = 85$ мм; $T = 25$ мм; $C_r = 60$ кН; $C_{0r} = 54$ кН; $e = 0,416$; $Y = 1,442$.

Поскольку параметр « e » практически не изменился, следовательно, осевые нагрузки не изменились. Определим долговечность подшипника

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_{\text{ЭКВ2}}} \right)^{3,3} \frac{10^6}{60n_{\text{ВЫХ}}} = \left(\frac{60000}{12561} \right)^{3,3} \frac{10^6}{60 \cdot 114} = 25480 \text{ ч.}$$

Вполне достаточно.

Глава 11. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ РЕДУКТОРА К РАМЕ

При работе на корпус редуктора действуют опрокидывающие моменты, которые через болты крепления передаются на раму. Диаметр болтов назначается по диаметру отверстий в лапах редуктора и уточняется по таблице 11.1. Болты устанавливаются со значительным зазором, что дает возможность при монтаже добиваться за счет перемещения на раме соосности соединяемых валов. Так, например, у редуктора КЦ1-300 диаметр отверстия для крепления к раме 21 мм. По таблице 11.1 можно использовать болты М20 или М18.

Болты крепления редуктора к раме предварительно затянуты и нагружены растягивающей силой $F_{\text{зат}}$. При работе редуктора под нагрузкой болты воспринимают дополнительную, так называемую внешнюю силу $F_{\text{вн}}$. Эта сила обусловлена величинами расчетных опрокидывающих моментов быстроходного $T_{\text{вх}}$ и тихоходного $T_{\text{вых}}$ валов. Задача сводится к определению максимальной растягивающей силы $F_{\text{мах}}$ на наиболее нагруженный болт, а затем к определению напряжений растяжения σ в сечении болта.

Пример расчета. Проверка болтов крепления редуктора КЦ1-300 к раме.

Исходные табличные данные (приложения П. 2.7, П. 2.8):

$T_{\text{т}} = 2400$ Н·м, при $n_{\text{быстр}} = 1000$ мин⁻¹ (об/мин), $U_{\text{ред}} = 14$, количество болтов – 6, диаметр отверстий $d_{\text{отв}} = 21$ мм. Диаметр резьбы болта d должен быть меньше, т.е. принимаем по табл. 11.1 болт М20.

Действительные нагрузки редуктора: вращающий момент на быстроходном валу $T_{\text{вх}} = 165$ Нм, на тихоходном – $T_{\text{вых}} = 2240$ Нм. Внутренний диаметр резьбы $d_1 \approx 0,85d = 0,85 \cdot 20 = 17$ мм (табл. 11.1 $d_1 \approx 17,3$ мм).

Предварительно необходимо создать упрощенный эскиз редуктора (рис. 11.1) или «вид сверху», чтобы нанести координаты отверстий для болтов крепления его к раме. Затем определяются расстояния от центров отверстий до ребер опрокидывания.

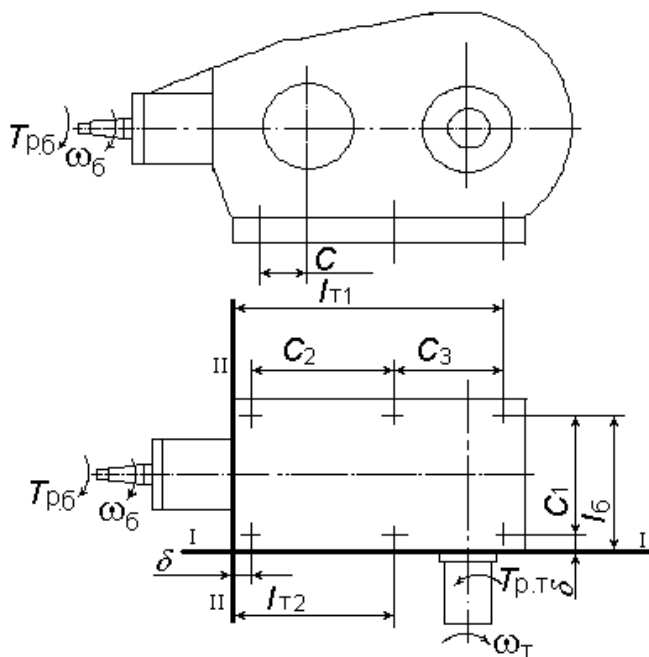


Рис. 11.1. Схема нагружения болтов крепления редуктора к раме

Крепежная метрическая резьба по ГОСТ 8724–81

Номинальный диаметр резьбы d , мм	С крупным шагом			С мелким шагом
	Шаг резьбы, P	Внутренний диаметр d_1	Средний диаметр d_2	Шаг резьбы P
5	0,8	4,134	4,480	0,5
6	1,0	5,350	4,918	0,75; 0,5
8	1,25	6,647	7,188	1; 0,75; 0,5
10	1,5	8,376	9,026	1,25; 1,0; 0,75; 0,5
12	1,75	10,106	10,863	1,5; 1,25; 1,0; 0,75; 0,5
(14)	2,0	11,835	12,701	1,5; 1,25; 1,0; 0,75; 0,5
16	2,0	13,835	14,701	1,5; 1,0; 0,75; 0,5
(18)	2,5	15,294	16,376	2,0; 1,5; 1,0; 0,75; 0,5
20	2,5	17,294	18,376	2,0; 1,5; 1,0; 0,75; 0,5
(22)	2,5	19,294	20,376	2,0; 1,5; 1,0; 0,75; 0,5
24	3,0	20,752	22,051	2,0; 1,5; (1,0)
(27)	3,0	23,752	25,051	2,0; 1,5; 1,0; 0,75
30	3,5	26,211	27,727	(3,0); 2,0; 1,5; 1,0; 0,75
(33)	3,5	29,311	30,727	(3,0); 2,0; 1,5; 1,0; 0,75
36	4,0	31,670	33,402	3,0; 2,0; 1,5; 1,0
(39)	4,0	34,670	36,402	3,0; 2,0; 1,5; 1,0
42	4,5	37,129	39,077	(4,0); 3,0; 2,0; 1,5; 1,0
(45)	4,5	40,129	42,077	(4,0); 3,0; 2,0; 1,5; 1,0
48	5,0	42,587	44,752	(4,0); 3,0; 2,0; 1,5; 1,0
(52)	5,0	46,587	48,752	(4,0); 3,0; 2,0; 1,5; 1,0
56	5,5	50,046	52,428	4,0; 3,0; 2,0; 1,5; 1,0
(60)	(5,5)	54,046	56,428	4,0; 3,0; 2,0; 1,5; 1,0
64	6,0	57,505	60,103	4,0; 3,0; 2,0; 1,5; 1,0
(68)	6,0	61,505	64,103	4,0; 3,0; 2,0; 1,5; 1,0
72	6,0	65,505	68,103	6,0; 4,0; 3,0; 2,0; 1,5; 1,0

**Определение направления опрокидывающих моментов
и ребер опрокидывания**

Необходимо задаться направлением вращения валов. Входной, или быстроходный, вал редуктора является ведомым по отношению момента, передаваемого от вала двигателя, а тихоходный, выходящий из редуктора, вал будет ведущим по отношению следующего вала. Направление опрокидывающего момента от входного ведущего вала совпадает с направлением его вращения, а от выходящего ведомого вала будет действовать против вращения (см. эскиз). Для опрокидывающего момента $T_{вх}$ быстроходного вала ребро опрокидывания I-I, а для тихоходного II-II.

Координаты отверстий из каталога:

$C = 120$ мм – расстояние от оси промежуточного вала до центра первого отверстия $C_1 = 350$ мм, $C_2 = 280$ мм, $C_3 = 265$ мм – расстояния между отверстиями.

Положение болтов от ребра опрокидывания:

$\delta \approx 1,5d_{\text{отв}}$ – расстояние от ребра опрокидывания до центра ближайшего отверстия;

$$l_6 = C_1 + \delta = C_1 + 1,5d_0 = 350 + 1,5 \cdot 20 = 380 \text{ мм};$$

$$l_{T2} = \delta + C_2 = 1,5d_0 + C_2 = 1,5 \cdot 20 + 280 = 310 \text{ мм};$$

$$l_{T1} = l_{T2} + C_3 = 310 + 265 = 575 \text{ мм}.$$

Определение внешних сил от опрокидывающих моментов на наиболее нагруженный болт

Наиболее нагруженным будет верхний правый болт. Опрокидывающий момент быстроходного вала уравнивается силами F_6 трех болтов, удаленных от ребра опрокидывания I-I на расстояние l_6 ,

$$T_{\text{вх}} = 3F_6l_6.$$

Уравнивающий момент от болтов, находящихся рядом с ребром опрокидывания, на расстоянии δ не учитываем.

Внешняя сила F_6 от опрокидывающего момента быстроходного вала $T_{\text{вх}}$

$$F_6 = \frac{T_{\text{вх}}}{3l_6} = \frac{165 \cdot 10^3}{3 \cdot 380} = 145 \text{ Н},$$

где 3 – три болта, воспринимающих опрокидывающий момент.

Опрокидывающий момент тихоходного вала уравнивается силами $F_{T1}, F_{T2}, T_{\text{вых}} = 2F_{T1}l_{T1} + 2F_{T2}l_{T2}$.

Силу F_{T2} можно выразить через F_{T1}

$$F_{T2} = F_{T1}l_{T2}/l_{T1} = (310/575)F_{T1} = 0,54 F_{T1}.$$

$$T_{\text{вых}} = 2 \cdot 575F_{T1} + 2 \cdot 0,54 \cdot 310F_{T1} = 1150F_{T1} + 335F_{T1} = 1485F_{T1}.$$

$$F_{T1} = T_{\text{вых}} / 1485 = 2240 \cdot 10^3 / 1485 = 1508 \text{ Н}.$$

$$\text{Внешняя сила } F_{\text{вн}} = F_6 + F_{T1} = 145 + 1508 = 1653 \text{ Н}.$$

Максимальная сила, действующая на болт

$$F_{\text{макс}} = 1,3KF_{\text{вн}}(1 - \chi) + F_{\text{вн}}\chi = 1,3 \cdot 2 \cdot 1653(1 - 0,25) + 1653 \cdot 0,25 = 4711 \text{ Н}.$$

Напряжения в болте равны

$$\sigma = \frac{F_{\text{макс}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4711 \cdot 4}{3,14 \cdot 17^2} = 20,77 \text{ МПа}.$$

Допустимые напряжения. Болты общего назначения изготавливают на станках-автоматах из сталей 10, А12, Ст3. Допустимые напряжения $[\sigma]$ определяют

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{200}{4} = 50 \text{ МПа (Н/мм}^2\text{)},$$

где σ_T – предел текучести. Для стали 10 $\sigma_T = 200$ МПа; $[s]$ – допустимый коэффициент запаса прочности. При неконтролируемой затяжке рекомендуют $[s] = 4 \dots 6$. Принимаем $[s] = 4$.

Действующие напряжения $\sigma = 20,77$ МПа, что значительно ниже допустимых $[\sigma] = 50$ МПа. Прочность обеспечена.

Глава 12. КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ ПРИВОДОВ

12.1. Общие сведения

В приводах машин для соединения валов и компенсации их смещений, возникающих в результате неточности изготовления и монтажа, используют жесткие или упругие компенсирующие муфты.

При выборе типа компенсирующей муфты учитывают условия эксплуатации, характер и величину передаваемой нагрузки, и частоту вращения.

Наибольшее распространение среди жестких компенсирующих муфт получили кулачково-дисковые, зубчатые и цепные.

Кулачково-дисковые муфты (муфта Ольдгема) стандартизованы (ГОСТ 20720–81, табл. П23) в диапазоне диаметров валов 16...150 мм и моментов 16...16000 Нм; допускают радиальные смещения осей валов до $0,04d$, угловые до $30'$. Применение их ограничено, так как они имеют сравнительно большую массу и габариты [$D = (4...5)d$] и ограниченную частоту вращения (при D до 250 мм $n < 250$ об/мин), передают на валы значительные радиальные нагрузки и работают со значительным износом кулачков.

Зубчатые муфты стандартизованы (ГОСТ 5000–83, табл. П24) в диапазоне диаметров валов 40...200 мм и моментов 1000...63000 Нм; допускают угловые смещения осей валов до 1° , радиальные – до 0,6 мм.

Цепные муфты получили широкое распространение в сельскохозяйственном машиностроении. Отличаются простотой конструкции, небольшими габаритами, удобством монтажа и эксплуатации. Допускают смещения осей валов: угловые до 1° , радиальные – до 1 мм. Муфты стандартизованы (ГОСТ 20742–81, табл. П25) в диапазоне диаметров валов 20...140 мм, моментов 63...8000 Нм при частоте вращения 500...1600 мин⁻¹.

В реверсивных приводах и приводах, испытывающих ударные нагрузки следует устанавливать *упругие муфты*, среди которых широкое распространение получили втулочно-пальцевые, упругие со звездочкой и муфты с торообразной оболочкой.

Упругие втулочно-пальцевые муфты (МУВП) стандартизованы (ГОСТ 21424–75, табл. П26) в диапазоне диаметров валов 10...160 мм и моментов 63...16000 Н·м. Муфты допускают радиальное смещение осей валов до 0,5 мм. Угловое – не более 1° .

Муфты упругие со звездочкой имеют малые габариты ($D = 2,5d$) и ограниченные компенсирующие свойства: радиальное смещение осей валов до 0,4 мм, угловое до $1^\circ 30'$. Муфты стандартизованы (ГОСТ 14084–76, табл. П27) в диапазоне диаметров валов 6...48 мм и моментов 2,5...400 Н·м.

Муфты упругие с торообразной оболочкой способны компенсировать значительные смещения осей валов: радиальные до 5 мм, угловые – до 2° . Стандартизованы (ГОСТ 20884–84, табл. П28) в диапазоне диаметров валов 14...200 мм и моментов 20...25000 Нм. Муфты имеют относительно большие габариты [$D = (4...5)d$].

11.2. Методика подбора стандартных муфт

Типоразмер муфты выбирают по диаметру вала и проверяют по величине расчетного крутящего момента. При этом должно соблюдаться условие:

$$T_p = KT_{\text{ном}} < [T],$$

где $T_{\text{ном}}$ – крутящий момент на валу, Н·м; K – коэффициент динамичности; при нагрузке со средними колебаниями (конвейеры ленточные, пластинчатые, винтовые) $K = 1,2 \dots 1,5$; при нагрузке со значительными колебаниями (конвейеры скребковые, ковшовые, кормосмесители) $K = 1,5 \dots 2$; $[T]$ – предельное значение момента муфты, Н·м (см. ГОСТ типа муфты).

В условное обозначение стандартной муфты входят: наименование муфты, значение предельного момента (Н·м), диаметр посадочного отверстия (мм), тип и вариант исполнения.

Пример обозначения цепной муфты с характеристикой:

$[T] = 250$ Н·м, $d = 32$ мм, тип 2, исполнение 1 (табл. П25):

Муфта цепная 250-32-2.1 ГОСТ 20742–81.

Глава 13. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВODOB

13.1. Общие рекомендации по компоновке приводов и проектированию рам

В классическом представлении привод стационарной машины состоит из сварной рамы, электродвигателя, редуктора, соединительной муфты и передачи гибкой связью (ременной или цепной).

Рамы предназначены для установки и крепления на них узлов и деталей привода. В случае единичного изготовления экономически целесообразно изготавливать раму сварной, используя сортовой прокат. При выпуске пяти и более изделий выгоднее применять литые плиты.

Рамы должны отвечать основным требованиям, предъявляемым к конструкциям: жесткость, прочность, технологичность изготовления, минимальная масса. При этом точность изготовления, конструкция должны обеспечить необходимое взаиморасположение узлов привода относительно друг друга.

Поперечная жесткость рамы обеспечивается достаточным числом поперечных связей, ввариваемых между продольными балками. Проектирование рамы реализуется в процессе компоновки привода. Любую раму привода можно составить из двух основных продольных и дополнительных поперечных швеллеров под болты крепления двигателя и редуктора. Желательно использовать при этом полки продольных швеллеров. В этом случае достигается рациональная компактность рамы. Расположение болтов крепления относительно полки швеллера должно соответствовать рекомендациям, изложенным в таблице 13.1 (рис. 13.1).

В местах сверления отверстий под болты крепления двигателя и редуктора приваривают пластики, что позволяет профрезеровать их поверхности

и добиться параллельности привалочных плоскостей для двигателя и редуктора.

При плоских рамах пластики могут отсутствовать, а параллельности привалочных плоскостей двигателя и редуктора добиваются за счет подкладывания при сборке регулировочных пластин нужной толщины.

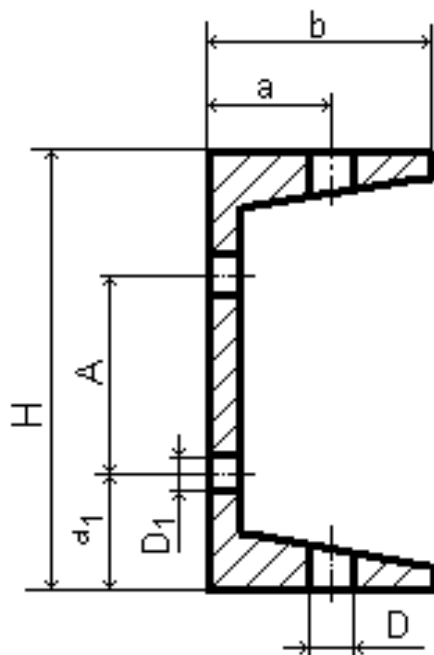


Рис. 13.1. Сечение швеллера

Конструкция рамы должна обеспечить точное согласование положения двигателя относительно редуктора, обеспечив соосность валов, тем самым свести до минимума погрешность монтажа. Для компенсации несоосности соединяемых валов двигателя и редуктора применяют различного типа муфты, однако их возможности ограничены довольно малым диапазоном компенсации. Как правило, высота центра двигателя от опорной плоскости основания отличается от подобного размера быстроходного вала редуктора. При разнице до 10 мм наваривают разные по толщине пластики. В случае, когда эта разница более значительна, поперечные швеллеры крепления двигателя или редуктора смещают на нужную высоту или ставят дополнительные швеллеры, создавая иную необходимую конструкцию. На рис. 13.2 представлен вариант компенсации рассогласования соединяемых валов по высоте за счет ступенчатой формы рамы.

Следует избегать следующих ошибок при проектировании рамы: расположение отверстий под болты крепления вблизи сварных швов; установка болтов крепления в поперечных швеллерах над продольными, что может затруднить или даже сделать ее невозможной; установка швеллеров полками во внутрь рамы, что лишает возможности доступа гаечного ключа при монтаже к болтам и гайкам.

Диаметр отверстий в раме под все болты крепления на 1...2 мм больше, чем диаметр болтов. Наличие зазоров дает возможность корректировать

соосность валов при монтаже. В вертикальном направлении для этой цели могут применяться прокладки из стали.

Таблица 13.1

**Размещение отверстий под заклепки и болты в заготовках
из швеллеров (по МН 1387–60 и ГОСТ 11284–75)**

№ профиля	Полка			Стенка				
	<i>b</i>	<i>a</i>	<i>D</i>	<i>A</i>	<i>a</i> ₁	<i>D</i> ₁		
мм								
5	32	20	9,0	—	—	—		
6,5	36			—	—	—		
8	40	25	11,0	—	—	—		
10	46	30		34	33	9,0*		
12	52		35	17,0	44	38	13,0	
14	58	56			42	15,0*		
14a	62	40		20	60	50	17,0*	
16	64				70	55	20	
16a	68		45	24	80	60	24	
18	70				50	26	90	65
18a	74	110	70					
20	76	130		75				
20a	80						160	
22	82						190	
22a	87		210					
24	90	60	70	75				
24a	95							
27								
30	100							
33	105	70						
36	110							
40	115							

При изготовлении сварных рам используют швеллеры, как правило, одного номера. **Выбирают швеллер по диаметру отверстия для болта крепления редуктора к раме.** На рис. 13.1 и в табл. 13.1 представлены координаты и размеры сечения швеллера. Высота швеллера *H* соответствует номеру швеллера, умноженному на десять. Например, швеллер № 12 *H* = 120 мм. Продольная жесткость рамы обеспечивается правильным соотношением высоты и длины продольных балок, которое должно быть не менее $H/L \leq 1/8 - 1/10$. Обычно при назначении номера швеллера по диаметру отверстия соотношение выполняется. Исключением может оказаться привод, включающий плоскоременную передачу.

При сварке рамы сложно обеспечить плоскостность поверхности под привалочные плоскости электродвигателя, редуктора. Для этой цели в местах установки болтов крепления приваривают пластики из полосы толщиной порядка 5 мм, поверхность которых затем фрезеруют. В случае соединения вала двигателя муфтой с валом редуктора для компенсации несоосности до 10 мм

приваривают пластики, при большей используют раму ступенчатой формы, вваривая поперечные швеллеры на нужном уровне (см. рис. 13.2).

Для выполнения компоновки привода необходимо иметь размеры двигателя, редуктора и соединительной муфты, а также завершённый расчёт передачи гибкой связью.

Чертеж привода выполняют на листе формата А1, как правило, в масштабе 1:2, 1:2,5 или 1:4 в двух проекциях и оформляют как сборочный чертеж. На рис. 13.2 и 13.4 представлены примеры выполнения чертежей приводов с цепной и ременной передачами.

Необходимые размеры на чертежах приводов обозначены буквами из латинского алфавита, в частности габариты по длине, ширине и высоте, соответственно L ; B ; H . Масштаб изображения назначают исходя из размеров формата А1 (594×841) и составляющих привод узлов. Проекции привода располагают в соответствии с классическими правилами: в верхней части листа «фасадный вид»; в нижней части листа «вид сверху» («план»). Основная надпись (угловой штамп) может быть расположена как относительно продольной стороны формата, так и поперечной, но её положение должно быть *обязательно согласовано с главной проекцией – фасадом привода*.

Размеры двигателя даны в каталоге, приложение П2. Корпус электродвигателя имеет цилиндрическую форму диаметром D , но следует иметь в виду, что этот размер соответствует внешней поверхности ребер охлаждения. В нижней части корпуса ребер нет, поэтому линия корпуса находится выше опорной плоскости лап. Двигатели специального исполнения могут иметь выходы вала на обе стороны. Такие двигатели без необходимости применять не следует.

Двигатель, редуктор вычерчивают упрощенно, не показывая деталей резьбовых соединений. На многие элементы двигателя, редуктора размеры не указаны, поэтому их можно определить, используя метод пропорций с *условным масштабом* $M_{\text{усл}}$.

Например, в табл. П2, на рисунке электродвигателя АИР112М не указана длина кожуха вентилятора $l_{\text{р.к}}$. Чертеж привода выполняется на формате А1 в масштабе М1:2,5. Габаритный размер электродвигателя по длине равен $l_{30} = 435$ мм, что соответствует на чертеже $l_{\text{ч}}$ с учетом масштаба изображения $l_{\text{ч}} = 435:2,5 = 174$ мм. При измерении размера $l_{\text{р.30}}$ на рисунке приложения он равен $l_{\text{р.30}} = 35$ мм. Условный масштаб рисунка и чертежа $M_{\text{усл}} = l_{\text{р.30}} : l_{\text{ч}} = 35:174 = 1:4,97$. Чтобы определить длину кожуха вентилятора на чертеже $l_{\text{ч.к}}$, необходимо его длину на рисунке $l_{\text{р.к}}$ умножить на условный масштаб $M_{\text{усл}}$. Размер кожуха на рисунке равен $l_{\text{р.к}} = 8$ мм, а на чертеже $l_{\text{ч.к}} = l_{\text{р.к}} M_{\text{усл}} = 8 \cdot 4,97 = 39,76 \text{ мм} \approx 40 \text{ мм}$.

Двигатель с редуктором может соединяться непосредственно через муфту или с помощью ременной передачи. Компоновка привода, а также конструкция рамы в этих случаях имеют существенные отличия.

13.2. Особенности конструирования привода с цилиндрическим редуктором и цепной передачей

Пример исполнения сборочного чертежа аналогичного привода, состоящего из редуктора 1Ц2У и цепной передачи, представлен на рис. 13.2. Ведомая звездочка и цепь условно не показаны.

Примерный габарит привода по длине L складывается из габаритов электродвигателя, муфты и редуктора. Торцовая плоскость конца быстроходного вала редуктора должна отстоять от вала двигателя на расстоянии порядка 5 мм или определяемом конструкцией муфты. Поэтому необходимо нанести контур муфты, соблюдая взаимное положение полумуфт, валов двигателя и редуктора. Размер H обусловлен наиболее удаленной от основания рамы точкой двигателя или редуктора, с учетом высоты профиля рамы и толщины платиков.

Габарит по ширине B («в плане») равен сумме размеров половины диаметра корпуса двигателя, суммарного межосевого расстояния редуктора a_Σ и расстояния от оси тихоходного вала до крайней точки корпуса редуктора. *Масштаб изображения назначают исходя из размеров формата А1 и реальных габаритов привода.*

Компоновку начинают с фасадной проекции, определив предварительно по диаметру отверстия в лапах редуктора номер продольного швеллера рамы. Наносят ось вращения электродвигателя и быстроходного вала редуктора. На оси, используя электронные библиотеки или таблицы приложения, выполняют изображения электродвигателя и редуктора. Определяют положение валов двигателя и редуктора с учетом конструкции муфты.

При компоновке редуктора *не путать быстроходный вал с тихоходным!* При ручном вычерчивании при отсутствии размеров отдельных элементов корпуса редуктора их определяют методом пропорций используя условный масштаб $M_{\text{усл}}$. Компоновка вида сбоку дает возможность определить примерный габарит привода по длине L и уточнить длину рамы.

Цепная передача представлена ведущей звездочкой на выходном валу редуктора, ведомая не показана. Особенности конструкций звездочек изложены в главе 3.

13.3. Особенности конструирования привода с ременной передачей

Для выполнения компоновки привода по этой схеме также необходимо иметь размеры двигателя, редуктора, муфты (или готовые изображения из электронной библиотеки) и заверченный расчет ременной передачи.

На первом этапе следует выбрать салазки под электродвигатель, которые позволят перемещать его для натяжения ремня. Конструкция салазок представлена на рис. 13.3, а размеры их элементов – в табл. 13.2. Салазки выбирают по болту крепления двигателя. Размер болта назначают по диаметру отверстий d_{10} в лапах двигателя, указанного в приложении П2. Например, для двигателя АИР112М диаметр отверстия $d_{10} = 12$ мм. Диаметр болта должен быть меньше, чтобы свободно входил в отверстие. Меньший размер М10 из стандартного ряда метрических резьб (см. табл. 11.1).

Положение двигателя на салазках должно быть таким, чтобы по мере вытяжки ремня в процессе эксплуатации можно было регулировать натяжение ремня, перемещая двигатель с помощью упорных винтов салазок. Между упором салазки и лапой двигателя первоначально должно быть расстояние примерно вдвое большее, чем толщина клинового ремня. Соблюдение такого условия обеспечит без затруднений смену ремня.

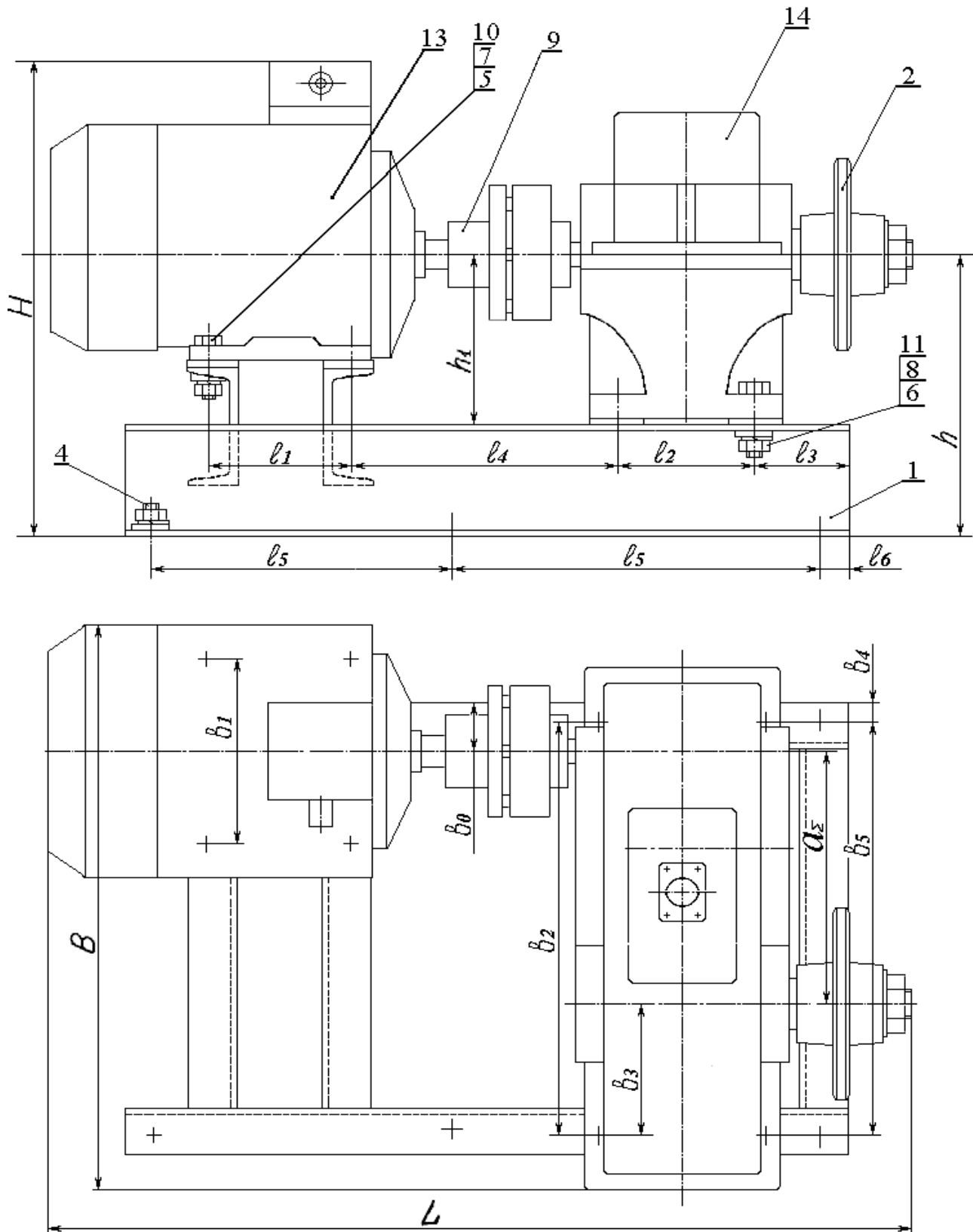


Рис. 13.2. Пример оформления чертежа привода с редуктором 1Ц2У и цепной передачей

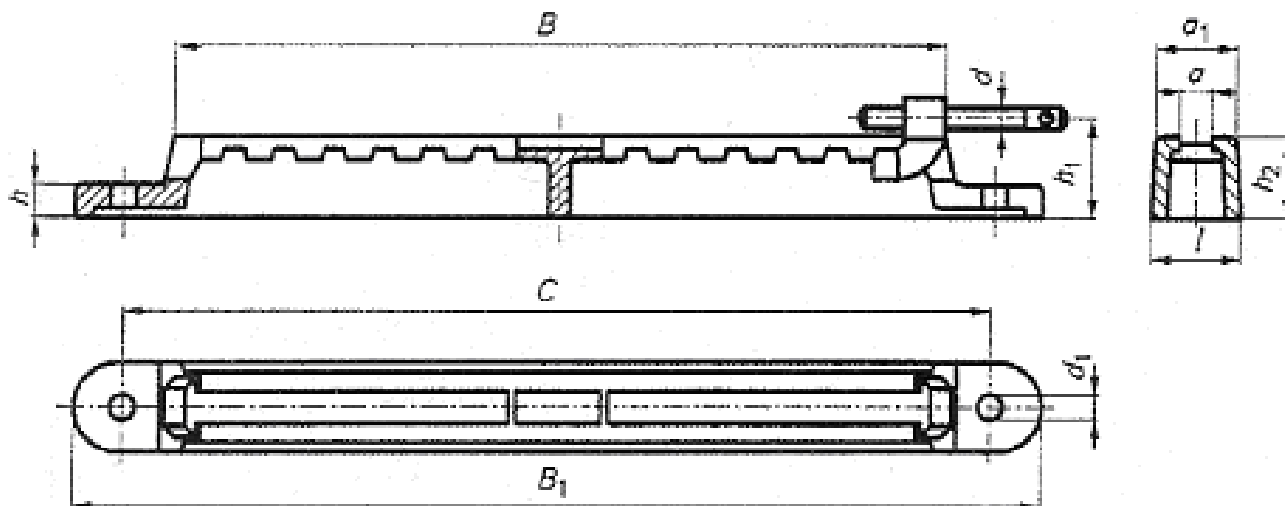


Рис. 13.3. Салазки для асинхронных электродвигателей

Таблица 13.2

Размеры салазок для асинхронных электродвигателей

Тип салазок	a	a_1	B	B_1	C	h	h_1	h_2	l	d	d_1	Болт крепления лап двигателя
С-3	16	38	370	440	410	15	44	36	42	M12	12	M10x35
С-4	18	45	430	510	470	18	55	45	50	M12	14	M12x40
С-5	25	65	570	670	620	22	67	55	72	M16	18	M16x55
С-6	25	65	630	770	720	26	74	60	75	M16	18	M16x60
С-7	30	90	770	930	870	30	88	70	105	M20	24	M20x75

Масштаб изображения определяется габаритами привода. Габарит по длине L рис. 13.4 равен сумме размеров межосевого расстояния ременной передачи a , расстояния от оси вращения двигателя до внешнего края салазок, и расстояния от оси быстроходного вала редуктора до его крайней точки или до крайней границы муфты, установленной на тихоходном валу редуктора.

В зависимости от типа редуктора габарит по ширине B диктует соответствующий размер редуктора или двигателя по длине. Габарит B уточняют после вычерчивания в плане видимых участков рамы.

Габарит по высоте H может быть обусловлен высотой редуктора, электродвигателя или диаметром ведомого шкива, устанавливаемого на быстроходный вал, с учетом высоты рамы.

Номер профиля швеллера назначают по диаметру отверстия в лапах редуктора, но при этом высота швеллера должна быть не менее 1/10 длины рамы. Ременная передача позволяет компенсировать разность по высоте осей вращения валов электродвигателя и редуктора, что дает возможность сваривать

раму из швеллеров одного номера и в одной плоскости с применением платиков для болтов крепления салазок электродвигателя и редуктора.

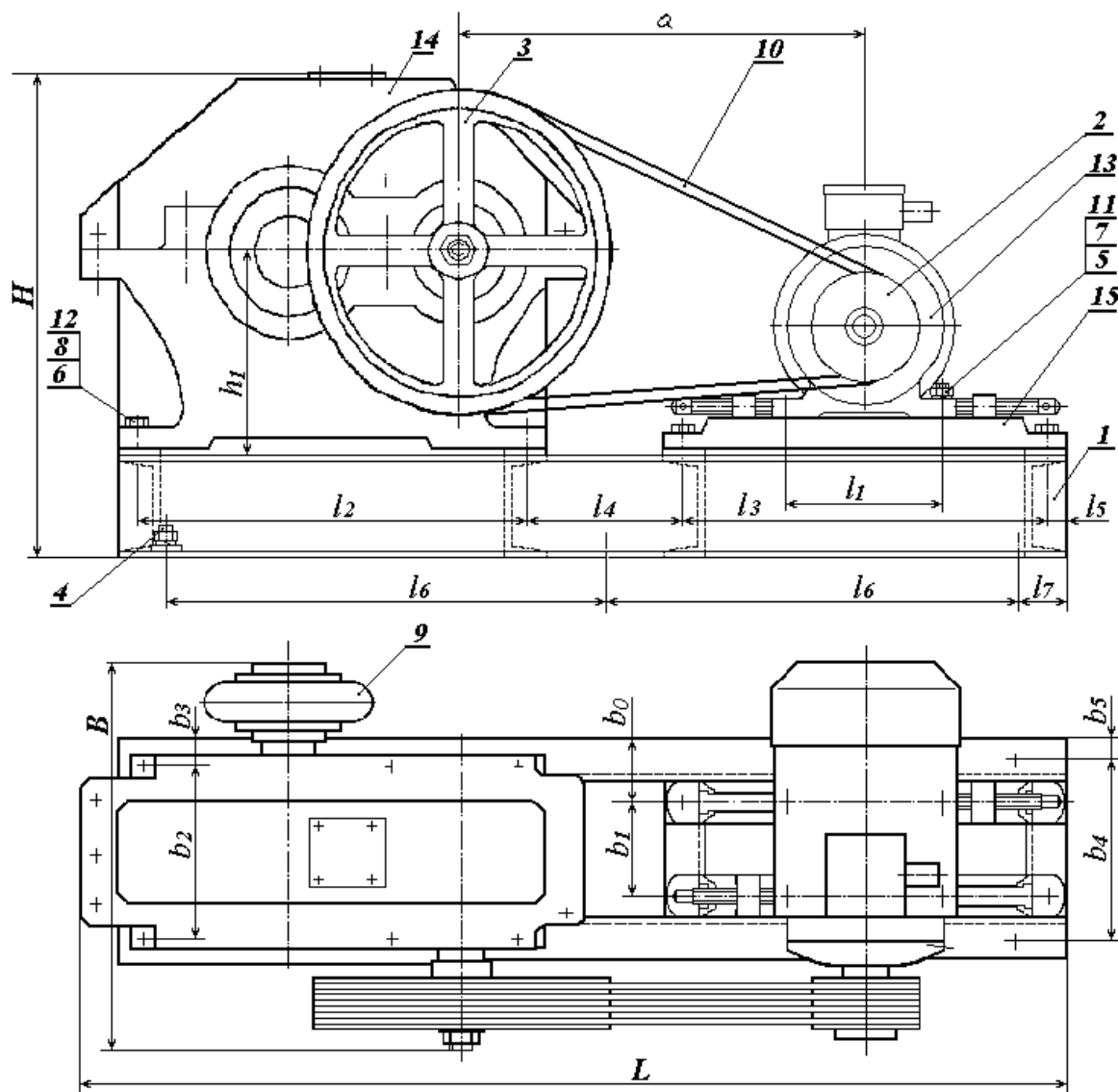


Рис. 13.4. Пример оформления чертежа привода с ременной передачей и редуктором типа 1ЦУ

На чертеже в первую очередь прорабатывают фасадную проекцию. Наносят линии основания и верхней плоскости рамы, а также, добавив порядка 5 мм, линию платиков.

С учетом расчетного межосевого расстояния ременной передачи и высоты салазок наносят положение по высоте центров вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора. Из полученных центров проводят окружности шкивов ременной передачи с наличием конструктивных элементов. Соотношение размеров элементов шкивов приведено в главе 2.

Используя справочные данные, выполняют упрощенные изображения двигателя, редуктора, салазок, муфты на фасадной проекции и на виде сверху, «плане». Следует иметь в виду, что салазки электродвигателя снабжены упором с винтом только с одной стороны. Их устанавливают таким образом, чтобы они

были расположены по диагонали. Один винт обеспечивает натяжение ремня, второй препятствует разворачиванию двигателя от силы натяжения ремня.

13.4. Крепление рамы к фундаменту и узлов на раме

Крепление рамы к фундаменту осуществляется за нижнюю полку швеллера или за верхнюю, пропуская фундаментный болт через обе полки.

Количество фундаментных болтов выбирают по рекомендациям в табл. 13.3. Диаметр фундаментного болта принимают равным диаметру болта крепления редуктора к раме. Длина участка болта, заливаемого в фундамент для надежного соединения с бетоном, должна быть равна 15...20 диаметров резьбы. Для компенсации уклона внутренней поверхности полки швеллера при креплении за нижнюю полку используют косую шайбу, рис. 13.5, параметры которой выбираются из таблицы 13.4. Шайба может устанавливаться под болт как отдельная деталь или привариваться к раме.

Таблица 13.3

Выбор числа фундаментных болтов

Длина рамы, мм	до 500	500...700	700...1000	1000...1500
Число фундаментных болтов	4	4	6	8

Варианты крепления рамы показаны на рис. 13.6. В случае, когда фундаментный болт проходит через обе полки, при затяжке гайки, возможна деформация полок швеллера, поэтому с целью увеличения жесткости между ними привариваются отрезки полосы, уголка или втулки. Фундаментный болт с изогнутым концом имеет соотношения в зависимости от диаметра d : глубина заложения $H \approx 20d$; $l_1 = 8d$; $l_2 = 4d$; $b = (6...8)d$.

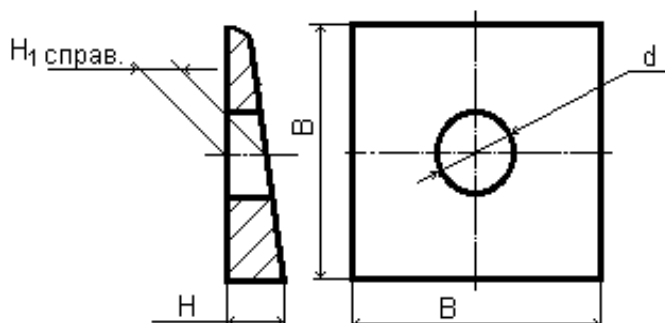


Рис. 13.5. Шайбы косые для швеллеров и двутавровых балок

Способы крепления рамы к фундаменту, двигателя и редуктора к раме должны быть представлены на сборочном чертеже привода сечениями в масштабе М 1:1, с указанием позиций спецификации элементов крепления. Примеры подобных сечений и способов крепления показаны на рис. 13.6 и 13.7.

Крепление двигателя и редуктора рис. 13.7 осуществляется болтами, подобранными по диаметрам отверстий в их корпусах с применением косых шайб для компенсации уклона внутренней поверхности полки швеллера.

Шайбы косые ГОСТ (10906–66)

Диаметр болта	d	B	H_1 справ.	Швеллер ГОСТ 8240–56	Балка двутавровая ГОСТ 8239–56
8	8,4	16	4,9	5	–
10	10,5	20	5,1	8	14
12	12,5	30	5,7	12	20a
14	14,5	30	5,7		
16	16,5	40	6,2	16	24a
18	18,5	40	6,2		
20	21,0	40	6,2	18a	27a
22	23,0	50	6,8		
24	25,0	50	6,8	22	50
27	28,0	50	6,8		60

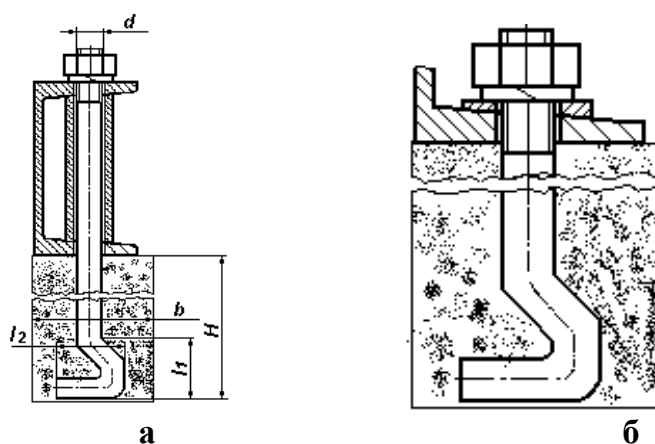


Рис. 13.6. Варианты крепления рамы к фундаменту:
а – за нижнюю полку; б – сквозное за верхнюю полку

При установке двигателя на салазках болты крепления располагают гайкой вверх. Головка болта при этом в теле салазки не имеет возможности проворачиваться. Продольные пазы салазок позволяют при помощи упорных винтов при незатянутых гайках перемещать двигатель.

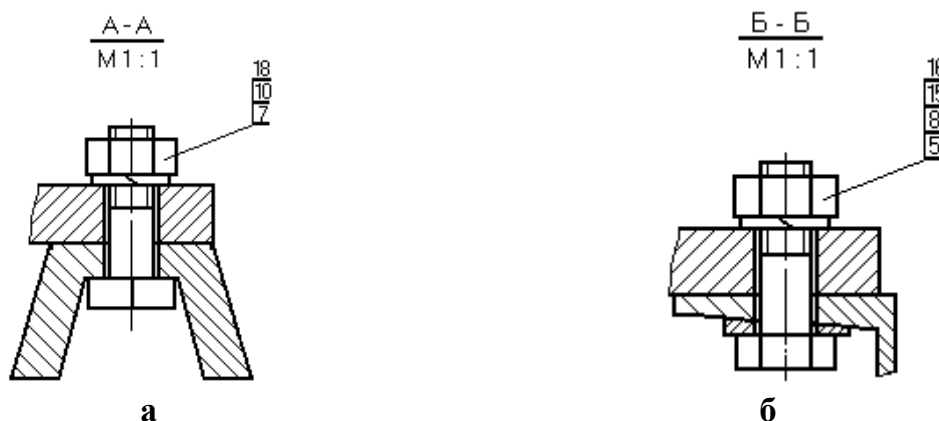


Рис. 13.7. Варианты крепления:
а – редуктора к раме; б – двигателя к салазкам

13.5. Размеры на чертеже привода

Нанесение размеров на сборочном чертеже общего вида выполняется в соответствии с требованиями ЕСКД. На сборочном чертеже должны быть указаны размеры (например, рис. 13.2):

габаритные, L , B , H – это расстояния между крайними точками изделия соответственно по длине, ширине и высоте;

установочные, b_0 , b_1 , b_2 , b_3 , b_4 , b_5 , l_1 , l_2 , l_3 , и т.д. – размеры, обуславливающие взаиморасположение узлов;

присоединительные – размеры, обеспечивающие соединение узлов с последующими узлами или машиной; например: размеры выходных концов валов редукторов, электродвигателя (на общем виде привода не проставлены);

посадочные – размеры ответственных сопряжений, точность которых необходимо обеспечить при выполнении чертежей деталей (здесь отсутствуют).

Пример нанесения размеров в буквенном обозначении показан на чертежах общего вида (рис. 13.2 и 13.4).

13.6. Технические требования и техническая характеристика на сборочном чертеже

Текстовая часть на сборочном чертеже помещается над угловым штампом, не выходя за левую его границу, а отступив 5 мм от нее. Нижняя граница текста должна находиться на расстоянии 15...20 мм от верхней линии углового штампа. В случае невозможности поместить весь текст над угловым штампом, продолжают его слева от углового штампа. Технические требования располагают первыми, а затем техническую характеристику, сопровождая заголовками «Технические требования»; «Техническая характеристика». При отсутствии технических требований заголовки «Техническая характеристика» не указывается.

Техническими требованиями на чертеже общего вида оговаривают условия монтажа двигателя с редуктором, допустимые величины несоосности их валов. Эти условия диктует компенсирующая муфта, соединяющая валы. Так, для сборочного чертежа (рис. 13.2), где вал двигателя соединен с валом редуктора упругой втулочно-пальцевой муфтой, технические требования и техническая характеристика следующие:

Технические требования:

1. Допустимое радиальное смещение валов 0,3 мм.
2. Допустимое угловое смещение валов до 1° .

Техническая характеристика:

1. Электродвигатель АИР132S8, мощность $P = 4,0$ кВт; частота вращения $n = 716$ мин⁻¹.
2. Редуктор цилиндрический двухступенчатый: передаточное число $U_p = 16$; номинальный крутящий момент на тихоходном валу $T_{\text{тих}} = 1000$ Н·м.
3. Общее передаточное число привода $U_{\text{общ}} = 32,54$.
4. Крутящий момент на рабочем валу привода $T_p = 1630$ Н·м.
5. Частота вращения рабочего вала привода $n_p = 22$ мин⁻¹.

13.7. Спецификация к сборочному чертежу

Форма и порядок заполнения спецификации установлен ГОСТ 2.108–68. Она выполняется на отдельных листах формата А4. В графе «Наименование» указывают разделы:

документация;
сборочные единицы;
детали;
стандартные изделия;
прочие изделия.

Наименование каждого раздела подчеркивается, затем пропускается строка и перечисляется его содержание.

В раздел «Документация» входит сборочный чертеж, на который составляется спецификация.

«Сборочные единицы» содержат перечень сборочных единиц, входящих в привод.

«Детали» – перечень деталей, которые необходимо изготовить для сборки узла.

Для перечисленного содержания разделов в графе «Обозначение» указывается кодовое обозначение наименования. Так, в приведенной ниже спецификации на сборочный чертеж привода к ленточному конвейеру рис. 13.2 в графе «Детали» ведущая звездочка обозначена кодом ДМ175.00.00.02, который можно расшифровать так: ДМ – шифр дисциплины, детали машин; 175 – код задания на проектирование, т.е. номер задания 17, вариант 5; 00.00 – зарезервированные номера позиций сборки и под сборки, куда могла бы входить детали (в нашем случае звездочка входит деталью в основную сборку, поэтому промежуточные сборки отсутствуют и обозначены как нулевые); 02 – позиция детали на основной сборке.

В разделе «Стандартные изделия» указывают наименование детали, номер стандарта.

«Прочие изделия» содержат перечень деталей или узлов, которые выпускаются промышленностью, но не имеют государственного стандарта.

Графа «Обозначение» для стандартных и прочих изделий не заполняется, так как их не изготавливают, а заказывают готовыми.

Спецификация может содержать несколько листов. В этом случае основная надпись (угловой штамп) для первого и последующих листов имеет различную форму. В графе «Лист» и «Листов» указывается соответственно порядковый номер листа и количество листов.

Спецификация к сборочному чертежу «Привод к ленточному конвейеру», рис. 13.2 (лист первый)

Форм.	Зона	Поз.	Обозначение			Наименование	Кол.	Примечание		
						<u>Документация</u>				
			ДМ175.00.00.00.СБ			Сборочный чертеж				
						<u>Сборочные единицы</u>				
		1	ДМ175.00.01.00			Рама	1			
						<u>Детали</u>				
		2	ДМ175.00.00.02			Звездочка ведущая	1			
		3	ДМ175.00.00.03			Звездочка ведомая	1	Не показана		
		4	ДМ175.00.04			Болт фундаментный М20	6			
						<u>Стандартные изделия</u>				
						Болты ГОСТ 7798-70				
		5				М10 х 50	4			
		6				М20 х 60	4			
						Гайки ГОСТ 5915-70				
		7				М10	4			
		8				М20	10			
		9				Муфта МУВП 250-32-1.1-40-II.2	1			
						ГОСТ 21424-93				
						Шайбы пружинные				
						ГОСТ6402-70				
		10				10	4			
		11				20	10			
						ДМ175.00.00.00				
Изм	Лист	№ докум.	Подп	Дата	Привод к ленточному конвейеру		Литер	Лист	Листов	
Разраб.									1	2
Провер.										
Н. контр										
Утв.										

Спецификация к сборочному чертежу «Привод к шнековому транспортеру», рис. 13.4. (лист первый)

Форм.	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Колич.	Примечание		
				<u>Документация</u>				
			ДМ175.00.00.00.СБ	Сборочный чертеж				
				<u>Сборочные единицы</u>				
		1	ДМ175.00.01.00	Рама	1			
				<u>Детали</u>				
		2	ДМ175.00.00.02	Шкив ведущий	1			
		3	ДМ175.00.00.03	Шкив ведомый	1			
		4	ДМ175.00.00.04	Болт фундаментный М20	6			
				<u>Стандартные изделия</u>				
				Болты ГОСТ 7798-70				
		5		М10 х 50	8			
		6		М20 х 60	4			
				Гайки ГОСТ 5915-70				
		7		М10	8			
		8		М20	10			
		9		Муфта с торообразной оболочкой	1			
				800-55-21 ГОСТ 20884-82				
		10		Ремень клиновой тип 0	4	L=1500		
				ГОСТ 1284.1-89				
				Шайбы пружинные				
				ГОСТ 6402-70				
		11		10	8			
				ДМ175.00.00.00				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.				Дата	
Разраб.								
Провер.								
Н. контр					Привод к шнековому транспортеру	Литер	Лист	Листов
Утв.							1	2

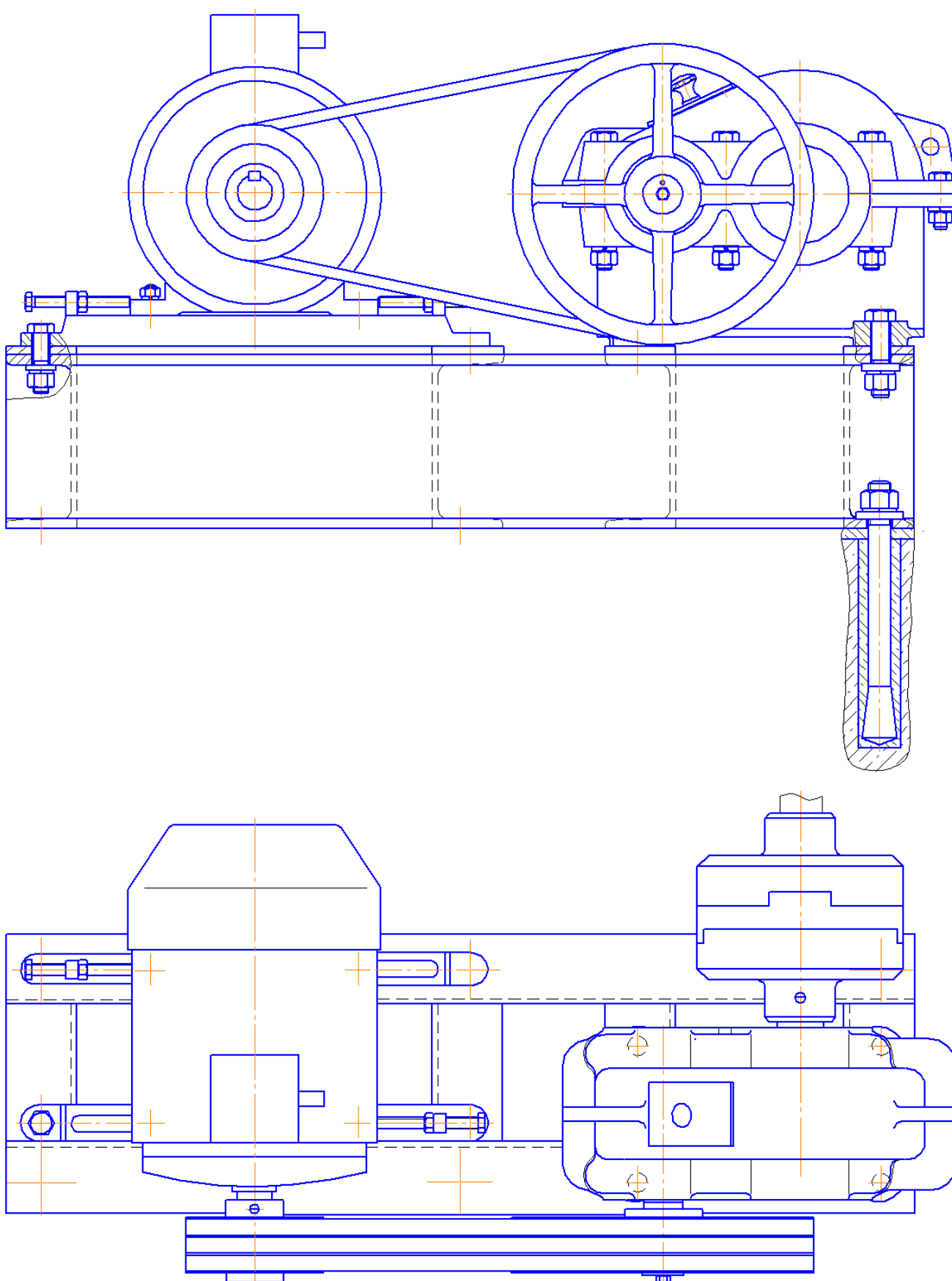


Рис. 13.8. Привод с ременной передачей, редуктором типа 1ЦУ и муфтой кулачково-дисковой

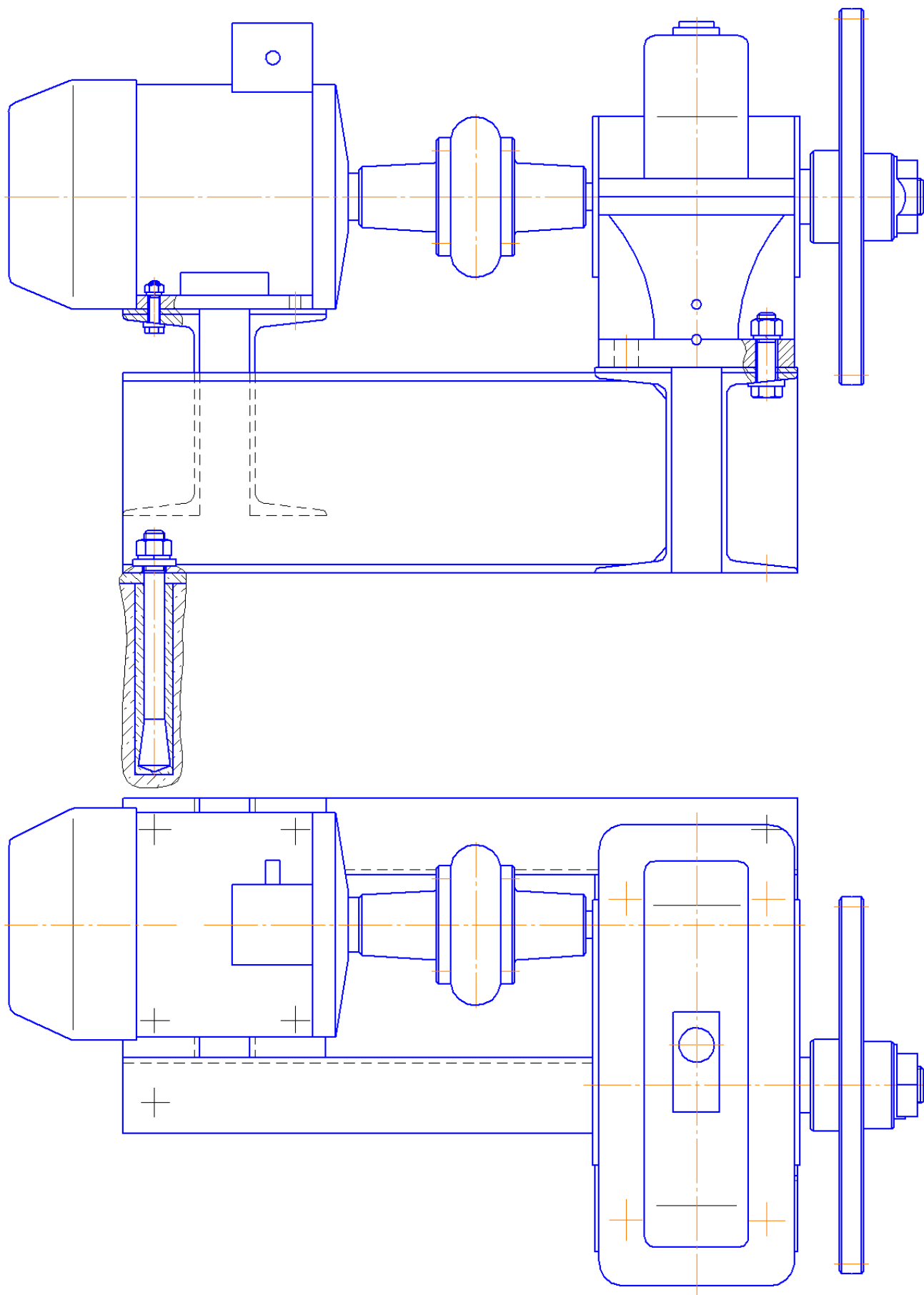
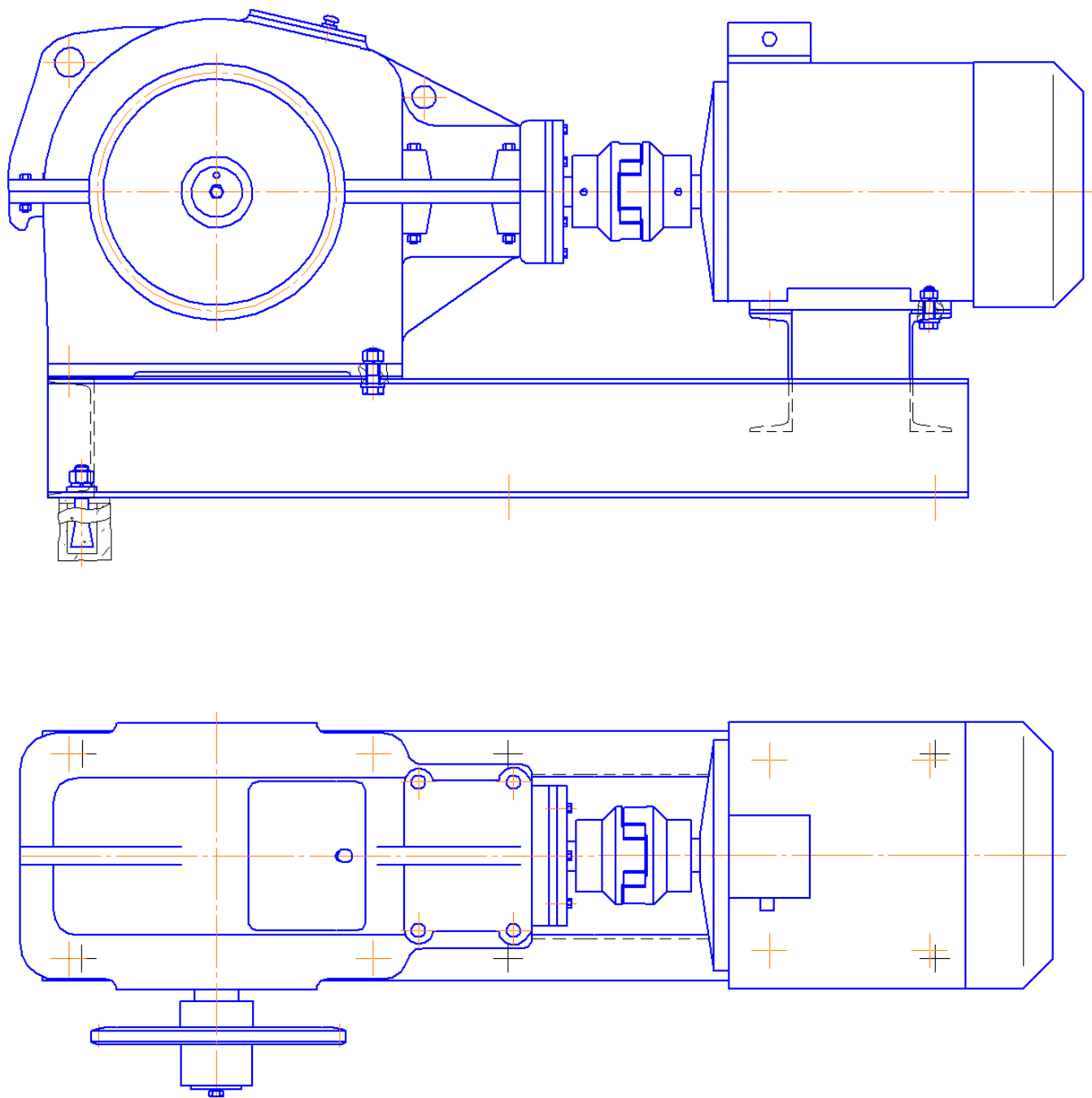
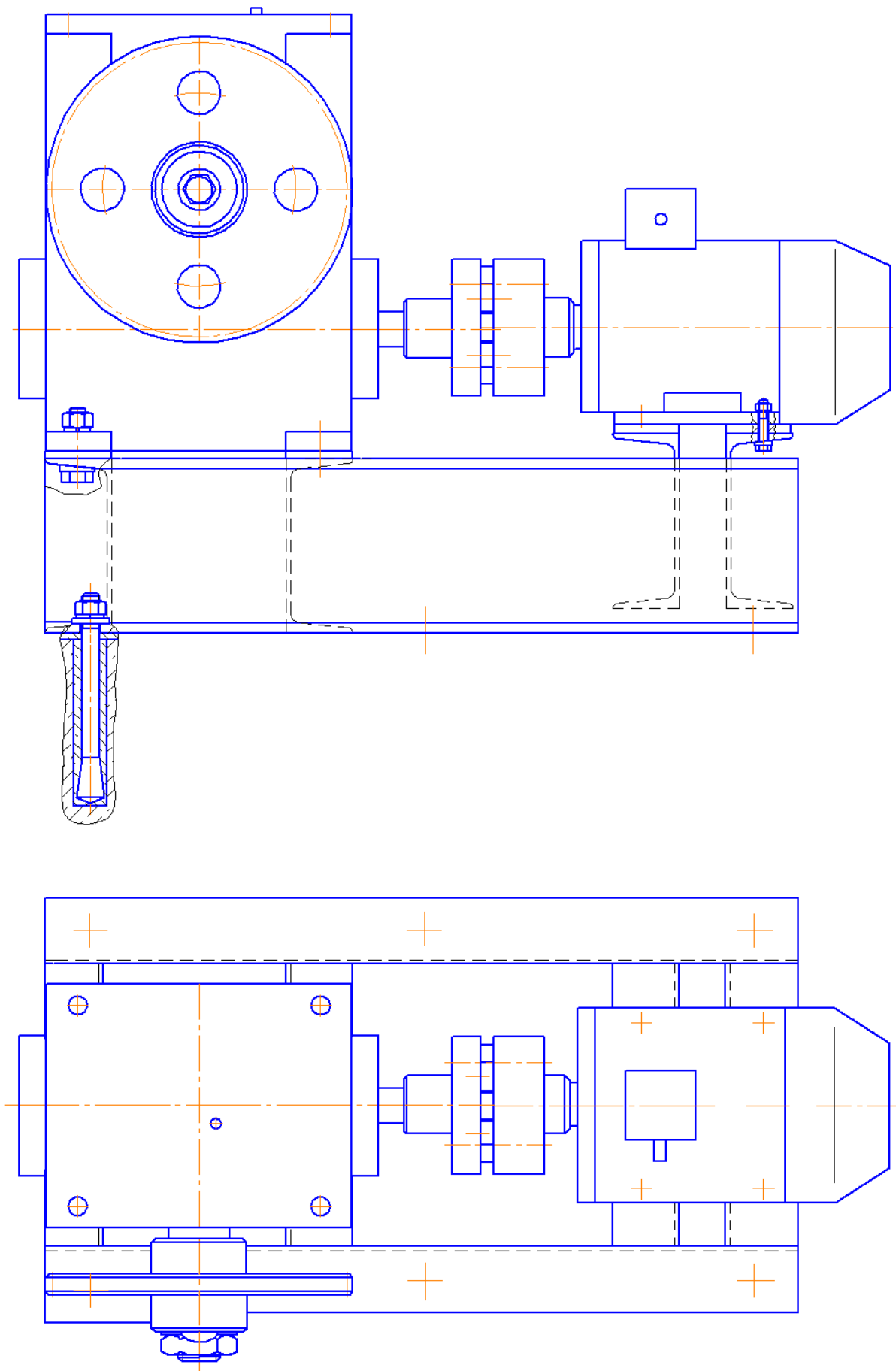


Рис. 13.9. Привод с редуктором типа 1ЦУ, цепной передачей и муфтой упругой с торообразной оболочкой



**Рис. 13.10. Привод с редуктором типа К, цепной передачей
и муфтой упругой со звездочкой**



**Рис. 13.11. Привод с редуктором типа Ч, цепной передачей
и муфтой упругой втулочно-пальцевой**

Глава 14. СБОРОЧНЫЙ ЧЕРТЕЖ ТИХОХОДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА

14.1. Общие указания

Составной частью курсового проекта является чертеж тихоходного вала в сборе. Его выполняют на формате А2 или А3 в одной проекции в масштабе М1:1. Он состоит из вала, зубчатого (червячного) колеса, подшипниковых узлов. В тонких линиях, как обстановка, наносятся контуры элементов сопряженного корпуса. Следует максимально использовать метод подобия или пропорций, сведения таблицы ПЗ–П19. Метод подобия предусматривает возможность перенесения элементов изображения прототипа на выполняемый чертеж в текущем масштабе увеличения. Текущий масштаб определяется отношением реального размера на чертеже к размеру подобного элемента на рисунке прототипа, например, габаритов узла по длине.

Для вычерчивания вала принимают размеры диаметров ступеней те же, что использовались при его расчете на прочность. Размеры по длине a_1 ; a_2 ; a_3 (рис. 8.1, 8.2) уточняют с учетом реального габарита корпуса редуктора, размеров подшипников, крышек.

Конструкция вала обусловлена требованиями технологии изготовления, сборки, эксплуатации, разборки. Валы редукторов имеют ступенчатую конструкцию. С целью экономии материала и уменьшения затрат при изготовлении в качестве заготовки используют стальной круглый прокат – круг. На чертеже детали об этом должна свидетельствовать запись в основной надписи (угловом штампе) о форме и материале заготовки.

Выходные концы валов могут иметь коническую или цилиндрическую форму со шпоночным пазом. Насаживаемые на вал детали должны быть зафиксированы от смещения в осевом направлении. При конусной форме посадочного участка осевая фиксация обеспечивается гайкой на конце вала (редукторы 1ЦУ, 1Ц2У, К, Ч-100...160). В редукторах КЦ1, Ч-50...80 посадочный участок тихоходного вала имеет цилиндрическую форму с упорным буртиком, который определяет зазор между насаживаемой деталью и корпусом редуктора. Чтобы деталь самопроизвольно не сошла с вала в редукторе КЦ1 предусмотрено сопряжение с натягом. В червячных редукторах Ч-50...80 для выполнения этого условия предусмотрено резьбовое отверстие для болта с торцевой шайбой.

Конструкции валов для массового, серийного производства и мелкосерийного имеют существенные отличия. В учебных целях конструкция вала в сборе выполняется с учетом требований мелкосерийного производства. В качестве примера рассмотрим конструкцию вала редуктора 1Ц2У-125.

14.2. Анализ заводской конструкции Ц2У-125 для массового производства

Тихоходный вал редуктора 1Ц2У-125 имеет конусный выходной конец со шпонкой, резьбой и гайкой. Данная конструкция обеспечивает надежную осевую фиксацию деталей, насаживаемых на вал. Далее вал имеет цилиндрические участки с обеих сторон под подшипники, диаметр которых кратен пяти. Участок вала под колесом принят таким же как и под подшипники

с допуском посадки *нб*, что упрощает технологию изготовления вала и снижает себестоимость его изготовления. При сборке ступица колеса с натягом будет проходить посадочное место под подшипник, сглаживая поверхность и изменяя тем самым посадку подшипника. К тому же необходимо обеспечить точное совпадение шпоночного паза ступицы колеса и шпонки на валу. В заводских условиях при массовом производстве эту задачу легко решить с помощью кондуктора. В условиях эксплуатации, в случае демонтажа и последующего монтажа колеса возникнет сложность совмещения паза и шпонки. Это недостаток конструкции.

Сквозная крышка опоры вала не имеет традиционного манжетного уплотнения. Уплотнение обеспечивается наличием дополнительной текстолитовой шайбы, которая имеет малый зазор с валом. Конструкцией корпуса редуктора предусмотрено, что смазка, проникающая за текстолитовое кольцо, будет стекать обратно во внутрь редуктора по дренажному отверстию, наклонному каналу, просверленному из этой зоны. Очевидно, для завода выгодней использовать дополнительное текстолитовое кольцо и просверлить дренажное отверстие, нежели применить манжетное уплотнение.

14.3. Пример выполнения сборочного чертежа тихоходного вала редуктора Ц2У-125 для мелкосерийного производства

Для этого редуктора ранее выполнен расчет тихоходного вала и подобраны подшипники.

На первом этапе при работе в графическом редакторе САПР все построения выполняют в масштабе М1:1. За прототип принимаем конструкцию редуктора 1Ц2У (рис. 14.1).

1. На чертеже нанести осевую линию вала.
2. Габаритные размеры.

По длине – это расстояние от крайней левой точки корпуса редуктора до торца выходного конца вала. Используя данные таблицы П7, П8 и обозначения размеров, оно равно

$$B/2 + L_2 = 175/2 + 206 = 293,5 \approx 294 \text{ мм.}$$

Габарит по ширине соответствует внешнему диаметру колеса поз. 2. $d_{e2} = 213,01 \text{ мм.}$

3. Реальный размер корпуса $B = 175 \text{ мм.}$

4. От крайней правой точки, от торца выходного конца вала отложить размер $l = 110 \text{ мм}$, тем самым установить границу перехода конусной части вала в цилиндрическую. От этой границы отложить длину конусного посадочного участка вала $l_1 = 82 \text{ мм.}$

5. По соотношению размеров отдельных элементов (пропорции), взятому на рис. 14.1, отложим толщину корпуса δ_n у подшипников.

6. Диаметр посадочных мест (проточки) под подшипники определяется номером подшипника № 7509, ранее подобранного для этого вала, см. гл. 10, пример расчета. Размеры подшипника приведены в таблице П21. Наружный

диаметр подшипника $D = 85$ мм. Нанести на чертеже линии проточки в корпусе под подшипники.

7. Нанести образующие участков вала, используя размеры диаметров при расчете вала на прочность. В главе 8 «Пример расчета» $d_1 = d_2 = 45$ мм, т.е. минимальный диаметр перехода конической поверхности в цилиндрическую, равен диаметру вала под подшипники. Диаметр вала под колесом для удобства монтажа принимается на 1...2 мм больше, чем под подшипники, но соответствующий нормальному ряду размеров. По табл. П33 приложения ближайший диаметр вала под колесом равен $d_3 = 48$ мм. Свободный участок вала d_4 должен быть больше диаметра d_3 с учетом упорного буртика $d_4 \approx 1,1d_3 = 1,1 \cdot 48 = 52,8$ мм. Размер d_4 должен соответствовать диаметру заготовки-круга. По ГОСТ 2590–88 принимаем круг и, соответственно $d_4 = 53$ мм.

8. Используя данные, полученные при расчете зубчатых передач (диаметр $d_{w4} = 209,01$ мм, ширина $b_{w4} = 50$ мм), а также метод подобия, прочерчивают контур зубчатого колеса.

9. Элементы фиксации закладных крышек в корпусе выполняют одинаковыми, так как конструкция редуктора предусматривает вариант сборки с выходом вала на противоположную сторону.

10. Манжетное уплотнение по ГОСТ 8752–79 выбирают по диаметру вала (табл. П22).

На втором этапе изображение вала в сборе копируется в новый чертеж формата А2 в нужном масштабе. Наносят размеры габаритные, присоединительные и посадочные.

Присоединительные размеры – это длина выходного конусного участка вала $l_2 = 82$ мм и конусность $\triangleright 1:10$. Посадочные размеры – это сопряжения вала с подшипниками и ступицей колеса. Сопряжение вала с подшипником обозначено $45k6$. Обычно посадка для двух деталей имеет вид дроби. В числителе указывается условными обозначениями допуск на размер отверстия, а в знаменателе – допуск на размер вала. В сопряжении вал–подшипник допуск имеет только размер вала, так как подшипник уже готовое изделие. На допуски его размеров внутреннего и наружного колец влиять невозможно. Требования на сопряжение вала со ступицей колеса заложены в обозначении $48 \frac{H7}{n6}$; $H7$ – условное обозначение допуска размера отверстия в ступице колеса; $n6$ – условное обозначение допуска размера вала.

После составления спецификации указываются позиции деталей, входящих в сборочный чертеж.

14.4. Спецификация для тихоходного вала в сборе редуктора Ц2У-125

Привод к ленточному конвейеру (рис. 13.2) имеет обозначение в спецификации к сборочному чертежу на стр. 89 ДМ175.00.00.00 СБ. Редуктор 1Ц2У-125 в спецификации внесен в раздел *Прочие изделия* под позицией 14. Предположим, что вал в сборе будет входить в редуктор как сборочная единица

под позицией 1. Следовательно, обозначение сборочного чертежа тихоходного вала будет *ДМ175.14.01.00.СБ*.

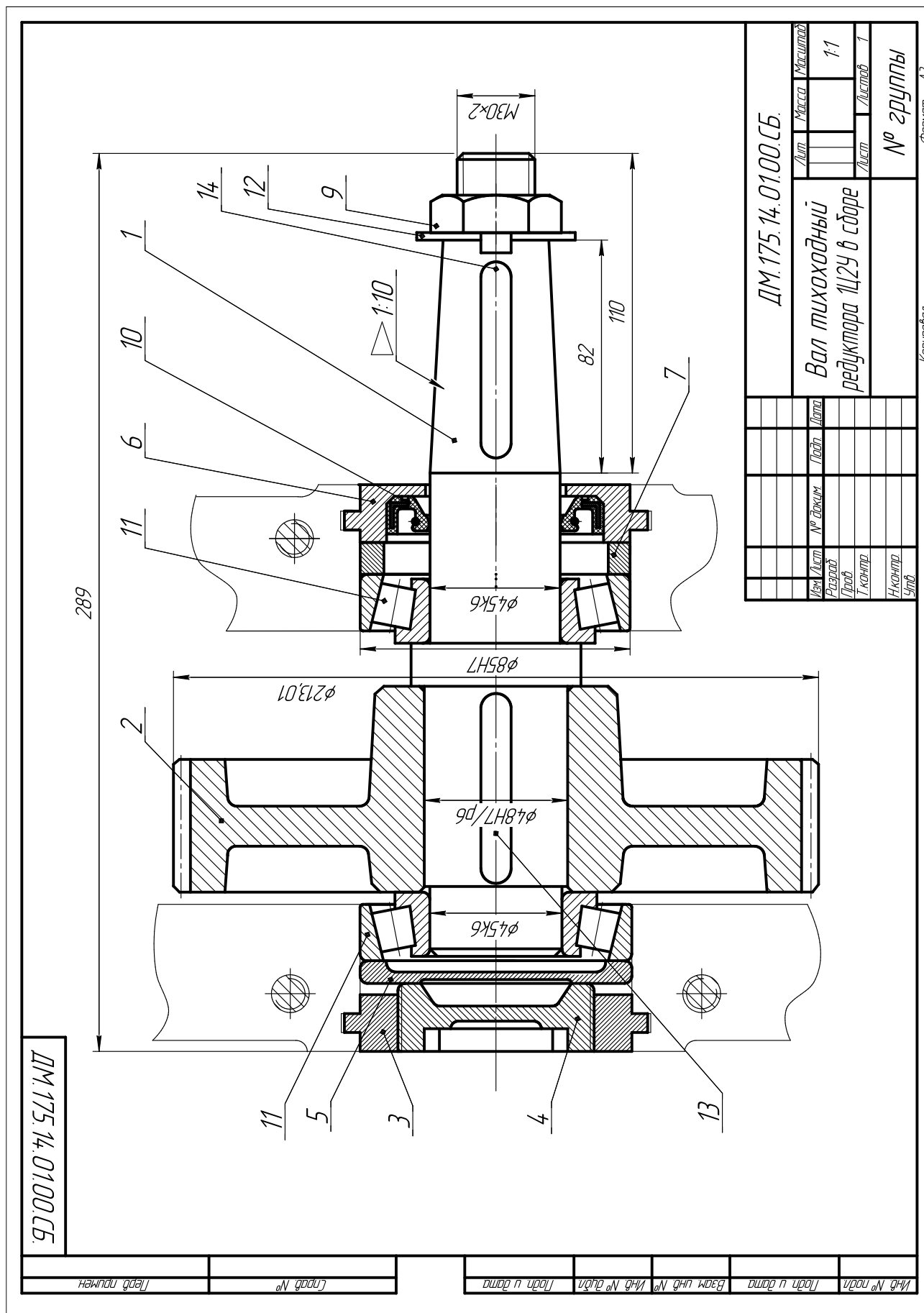


Рис. 14.1. Пример оформления сборочного чертежа тихоходного вала редуктора 1Ц2У-125

[illegible]

Глава 15. ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ

15.1. Общие указания

Рабочие чертежи сопряженных деталей, тихоходного вала и колеса выполняют, как правило, на формате А3 в соответствии с требованиями ЕСКД. Примеры указанных чертежей представлены на рис. 15.3–15.6. Ось вращения деталей обязательно параллельно угловому штампу!

Валы и зубчатые колеса, как правило, изготавливают из качественных сталей. В технических требованиях первой строкой оговаривают требования по твердости (термообработке). На особо ответственные размеры сопряжения вала и колеса указываются допуски, соответствующие условным обозначениям сборочного чертежа. Точность размеров элементов конструкции вала и колеса с не указанными допусками оговаривается в технических требованиях записью: «Неуказанные отклонения размеров отверстий $+t$, валов $-t$, остальных $\pm t/2$ средн. кл. точности по ГОСТ 25670–83».

t – средний класс точности размеров, допуски которых приведены в табл. 15.1.

Содержание технических требований располагается над угловым штампом. Левые границы надписи и штампа совпадают.

Таблица 15.1

Значения допусков t , мм (по ГОСТ 25670–83)

Класс точности	Интервалы размеров, мм					
	До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 30	Св. 30 до 120	Св. 120 до 315	Св. 315 до 1000
Точный	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6
Средний	0,2	0,2	0,4	0,6	1,0	1,6
Грубый	0,3	0,4	1,0	1,6	2,4	4,0
Очень грубый	0,3	1,0	2,0	3,0	4,0	6,0

Требования по шероховатости поверхностей оформляют, руководствуясь содержанием раздела 15.4 данной главы и примерами рабочих чертежей рис. 15.3–15.6.

15.2. Обозначение шероховатости поверхностей на чертежах

Обозначение качества обработки поверхностей деталей регламентируется ГОСТ 2.309–73 ЕСКД, с дополнительными изменениями от 28.05.2002 г. Рекомендуемые параметры шероховатости в зависимости от способа обработки приведены в таблице 15.2 и для наглядности на рабочих чертежах рис. 15.3–15.6. Достигаемые параметры шероховатости при выполнении различных операций представлены рис. 15.1.

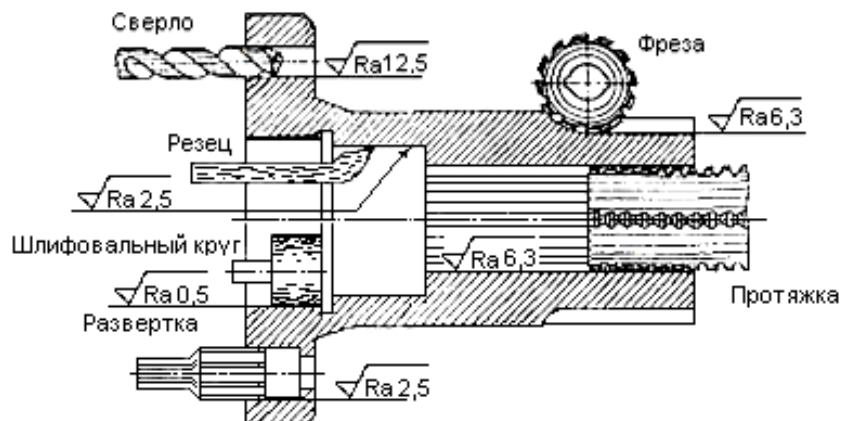


Рис. 15.1. Шероховатость поверхностей при различных способах обработки

15.3. Рабочий чертеж тихоходного вала Ц2У-125

Вал рекомендуется изготовить из стали 45, см. гл. 8. Тип заготовки и марка стали, указывается в основной надписи (угловом штампе).

Например, на рис. 15.1 запись $Kруг \frac{B53 \text{ ГОСТ } 2590-88}{45 \text{ ГОСТ } 1050-88}$ означает:

Круг – стальной прокат круглого профиля; В – группа обычной точности проката (А, Б – повышенной точности); 53 – диаметр круга-заготовки; ГОСТ 2590–88 – номер стандарта на прокат; 45 – марка стали (слово *сталь* не указывается); ГОСТ 1050–88 – номер стандарта на качественные углеродистые стали.

Конструкция вала, геометрическая форма обусловлена сборочным чертежом рис. 14.1. Так, диаметр вала под подшипники имеет размер $\varnothing 45k6$, а диаметр под ступицу колеса $\varnothing 48n6$. Размеры шпоночных пазов под колесом и на конце вала показаны на сечениях А-А и В-В. Допуски на свободные размеры оговорены записью в технических требованиях.

15.4. Рабочие чертежи зубчатых колес

Примеры оформления рабочих чертежей зубчатых колес служат рис. 15.4; 15.5. На рис. 15.6 представлен сборочный чертеж червячного колеса, нарезание зубьев которого осуществляется на заключительном этапе.

Определение геометрических параметров, обоснование материала зубчатых колес, твердости поверхности зубьев изложены в главах 5; 6; 7. Конструкция колес представлена на сборочных чертежах тихоходных валов в гл. 14.

Чертеж колеса выполняется в масштабе М1:1 на формате А3 и оформляется в соответствии с требованиями ЕСКД. В основной надписи (угловом штампе) указывается материал для изготовления зубчатых колес за исключением червячного колеса. Так как оно является сборочной единицей, то для него на чертеже наносятся позиции составляющих деталей: 1 – ступица; 2 – венец; 3 – стопорный винт.

Для нарезания зубьев зубчатых колес и червячного колеса на поле чертежа в правом верхнем углу помещается таблица установленной формы с основными параметрами. В технических требованиях, за исключением чертежа червячного колеса, указывается необходимая твердость поверхности зубьев. На рис. 15.3 и 15.4 представлены рабочие чертежи сопряженных деталей вала и зубчатого колеса редуктора 1Ц2У-125. Следует обратить внимание на совпадение сопрягаемых с валом размеров. Диаметр отверстия под вал $\varnothing 48H7$, ширина шпоночного паза 14Js9. Длина ступицы колеса $l_{ст}$ должна быть больше на 1...2 мм длины посадочного участка вала. Длина ступицы равна 72 мм, а соответствующий участок вала – 71 мм.

Таблица 15.2

Шероховатость поверхностей

Ra, мкм	Rz, мкм	Внешний вид поверхности	Примерный способ получения	Примеры поверхностей
100	400	Черновая: образованная без удаления слоя материала	Отливка, ковка, штамповка, прокатка	Поверхности деталей машин, аппаратов и сооружений, не соприкасающиеся с другими поверхностями. Поверхности затворов арматуры, каналов, несущих жидкости, кованных и штампованных деталей
50 25 12,5	200 100 50	Грубая обдирочная, но ровная без перекосов, с грубыми следами обработки	Обдирочное точение, строгание, фрезерование. Обработка драчевым напильником, абразивным обдирочным кругом. Сверление, прокат, ковка, горячая штамповка и т.п.	Отверстия из-под сверла на проход и под нарезку. Соприкасающиеся поверхности (приварочные) кронштейнов, крышек и фланцев арматуры котлов, резервуаров и т.п.
6,3 3,2 1,6	25,0 12,5 6,3	Получистая, с малозаметными следами обработки	Чистовое точение, строгание, растачивание, фрезерование, зенкерование. Опиливание личным напильником, шабрение, сверление. Прокат, литье в кокиль и по восковым моделям, штамповка и т.п.	Наружные поверхности шкивов, расточки из-под резца шкивов, втулок подшипников качения и скольжения, подготовка плоскости под шабрение и т.п.
0,8 0,4 0,2	3,2 1,6 0,8	Чистая, без видимых глазом следов обработки	Отделочное (тонкое и алмазное) точение и растачивание. Чистовое и тонкое развертывание. Шлифование чистовое.	Поверхности цилиндров машин двигателей, опорные поверхности клапанов и их седел, шейки и цапфы валов и

			Чистовое и отделочное протягивание. Опиловка напильником, шабрение, полирование обычное, раскатывание. Волочение, Холодное выдавливание, дорнование и т.п.	шпинделей, шейки и цапфы под подшипники качения, скалки насосов и т.п.
--	--	--	--	--

0,100 0,025 0,012	0,40 0,20 0,100 0,050 0,025	Весьма чистая, высшая степень чистоты	Тонкое шлифование и полирование. Ручные и доводочные процессы (чистовой, тонкий и двукратный суперфиниш, тонкое хонингование). Притирка тонкая и т.п.	Вращающиеся и скользящие поверхности машин-двигателей, рабочие поверхности калибров (особо ответственных измерительных инструментов)
-------------------------	---	--	--	---

Примечание. Параметр Ra является предпочтительным.

Ниже приведена выдержка из ГОСТ 2.309–73 с рекомендацией вариантов обозначения шероховатости поверхностей (рис. 15.6).

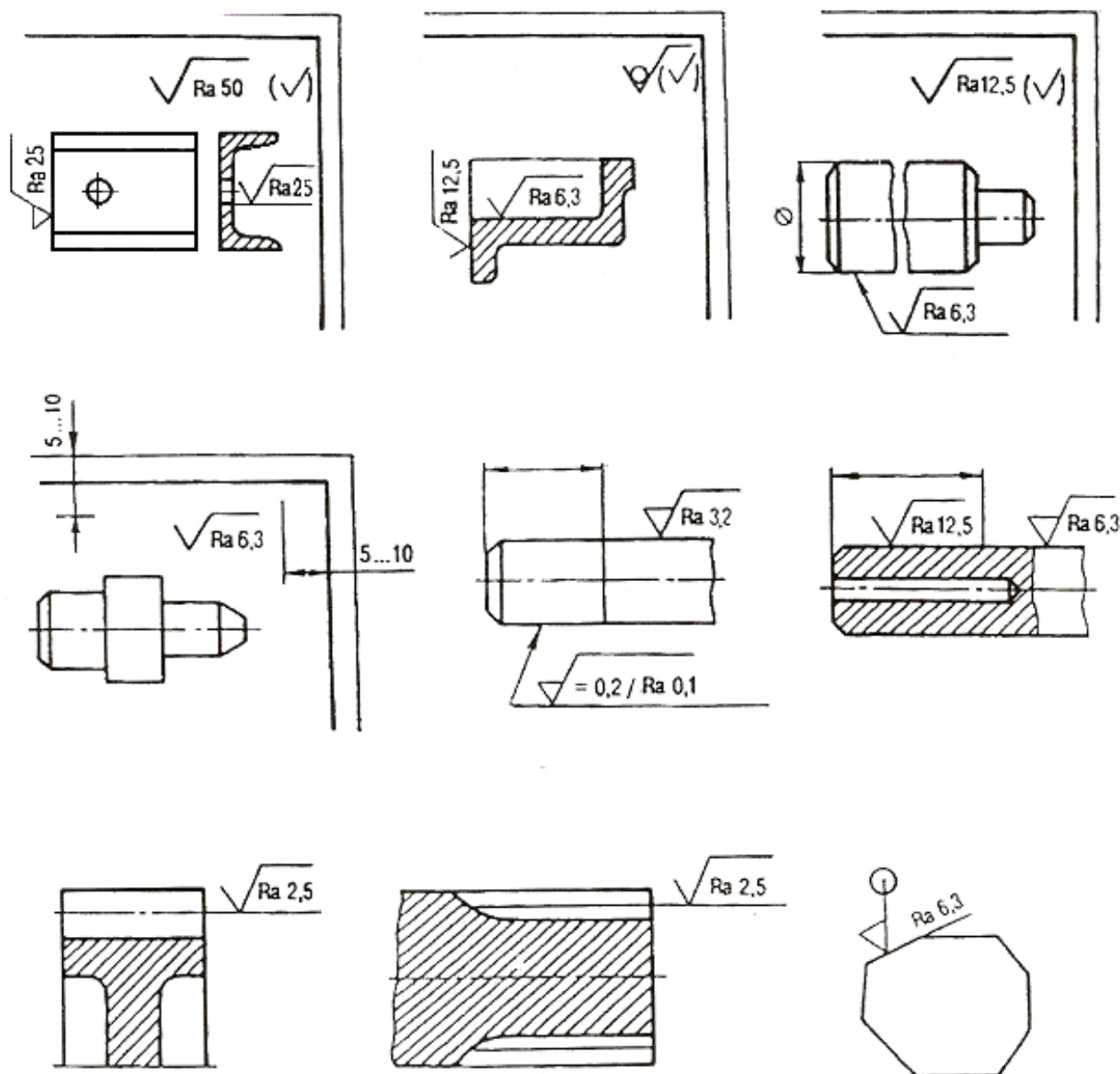


Рис. 15.2. Примеры обозначений шероховатости поверхностей

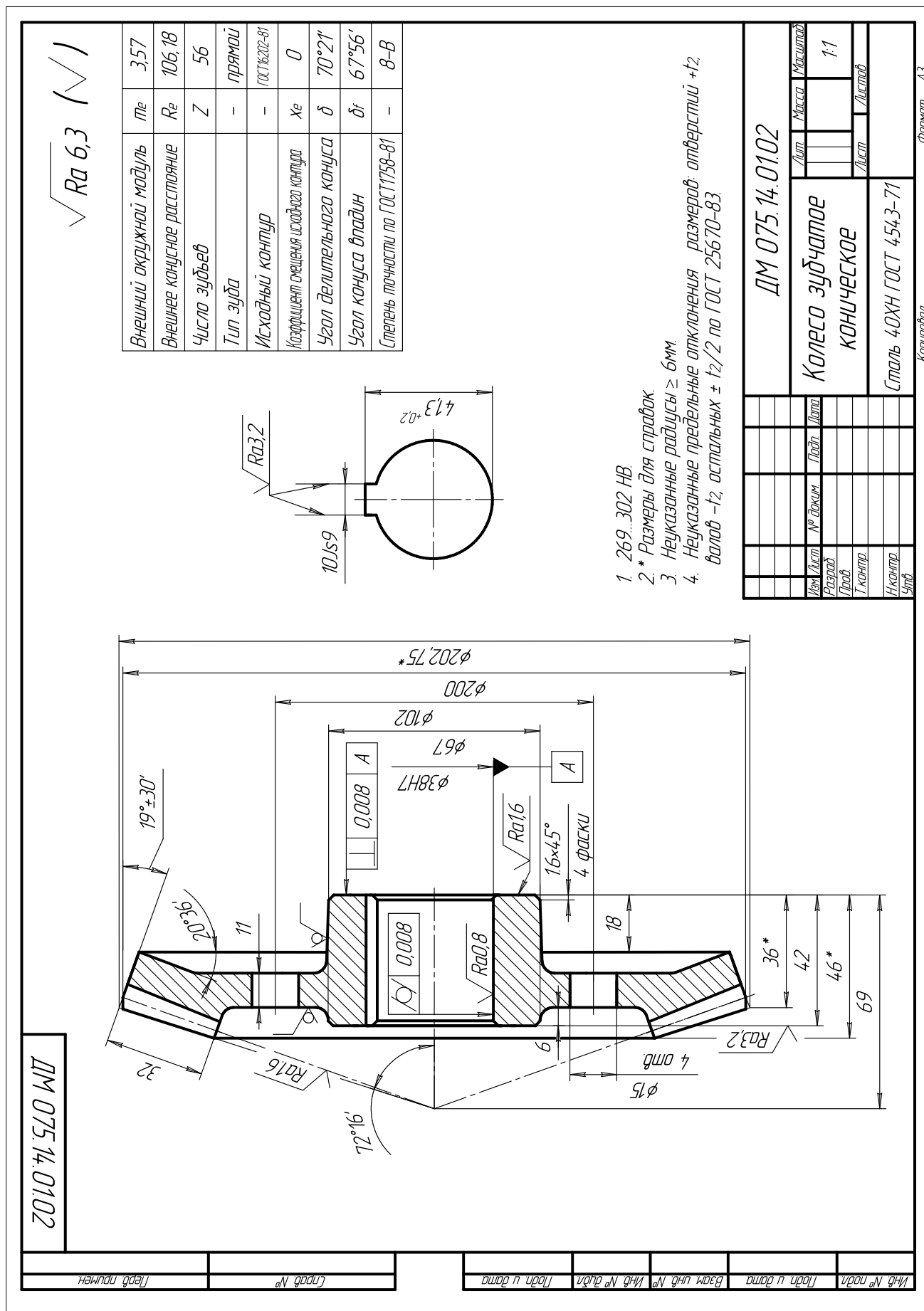


Рис. 15.5. Пример оформления рабочего чертежа конического колеса

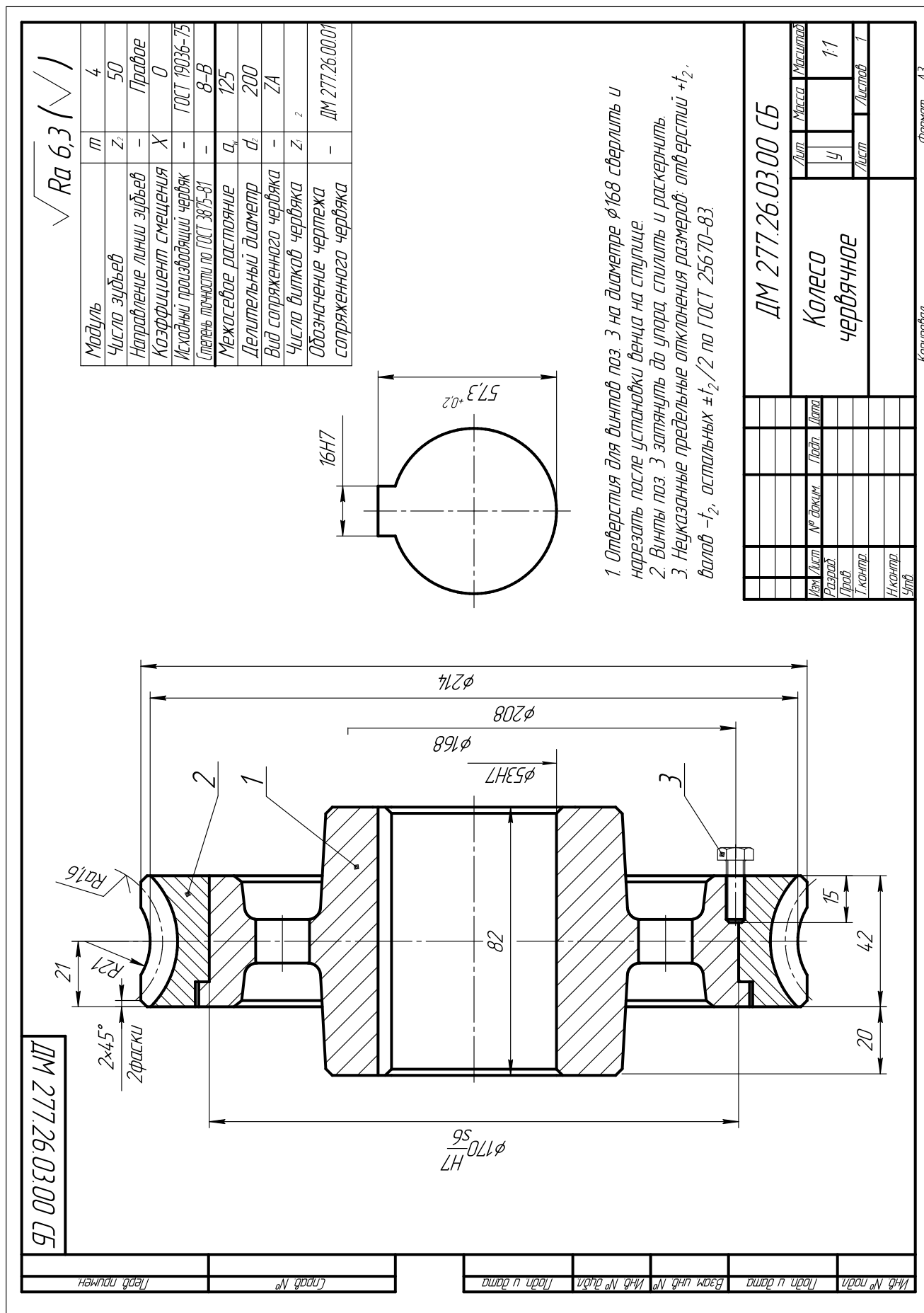


Рис. 15.6. Пример оформления чертежа червячного колеса

ПРИЛОЖЕНИЕ

Электродвигатели серии АИР (ГОСТ 183–74)

Таблица III

Технические данные электродвигателей серии АИР (ГОСТ 183–74)

Типоразмер двигателя	Номинальная мощность P , кВт	Асинхронная частота вращения n , мин ⁻¹	T_{\max}/T_{\min}
Синхронная частота 3000 мин ⁻¹			
АИР71А2	0,75	2820	2,2
АИР71В2	1,1	2805	2,2
АИР80А2	1,5	2850	2,2
АИР80В2	2,2	2850	2,2
АИР90L2	3,0	2850	2,2
АИР100S2	4,0	2850	2,2
АИР100L2	5,5	2850	2,2
АИР112M2	7,5	2895	2,2
АИР132M2	11,0	2910	2,2
АИР160S2	15,0	2910	2,7
АИР160M2	18,5	2910	2,7
АИР180S2	22,0	2919	2,7
АИР180M2	30	2925	2,7
Синхронная частота 1500 мин ⁻¹			
АИР71А4	0,55	1358	2,2
АИР71В4	0,75	1350	2,2
АИР80А4	1,1	1395	2,2
АИР80В4	1,5	1395	2,2
АИР90L4	2,2	1395	2,2
АИР100S4	3,0	1410	2,2
АИР100L4	4,0	1410	2,2
АИР112M4	5,5	1432	2,2
АИР132S4	7,5	1440	2,2
АИР132M4	11,0	1448	2,2
АИР160S4	15,0	1455	2,9
АИР160M4	18,5	1455	2,9
АИР180S4	22,0	1462	2,4
АИР180M4	30,0	1470	2,7
Синхронная частота 1000 мин ⁻¹			
АИР71А6	0,37	915	2,2
АИР71В6	0,55	915	2,2

АИР80А6	0,75	920	2,2
АИР80В6	1,1	920	2,2
АИР90L6	1,5	925	2,2
АИР100L6	2,2	945	2,2
АИР112МА6	3,0	950	2,2
АИР112МВ6	4,0	950	2,2
АИР132S6	5,5	960	2,2
АИР132М6	7,5	960	2,2
АИР160S6	11,0	970	2,5
АИР160М6	15,0	970	2,6
АИР180М6	18,5	980	2,4
Синхронная частота 750 мин ⁻¹			
АИР132S8	4,0	716	2,2
АИР132М8	5,5	712	2,2
АИР160S8	7,5	728	2,4
АИР160М8	11,0	728	2,4
АИР180М8	15,0	732	2,2

**Двигатели серии АИР исполнения М1081 (М1082)
(габаритные и присоединительные размеры)**

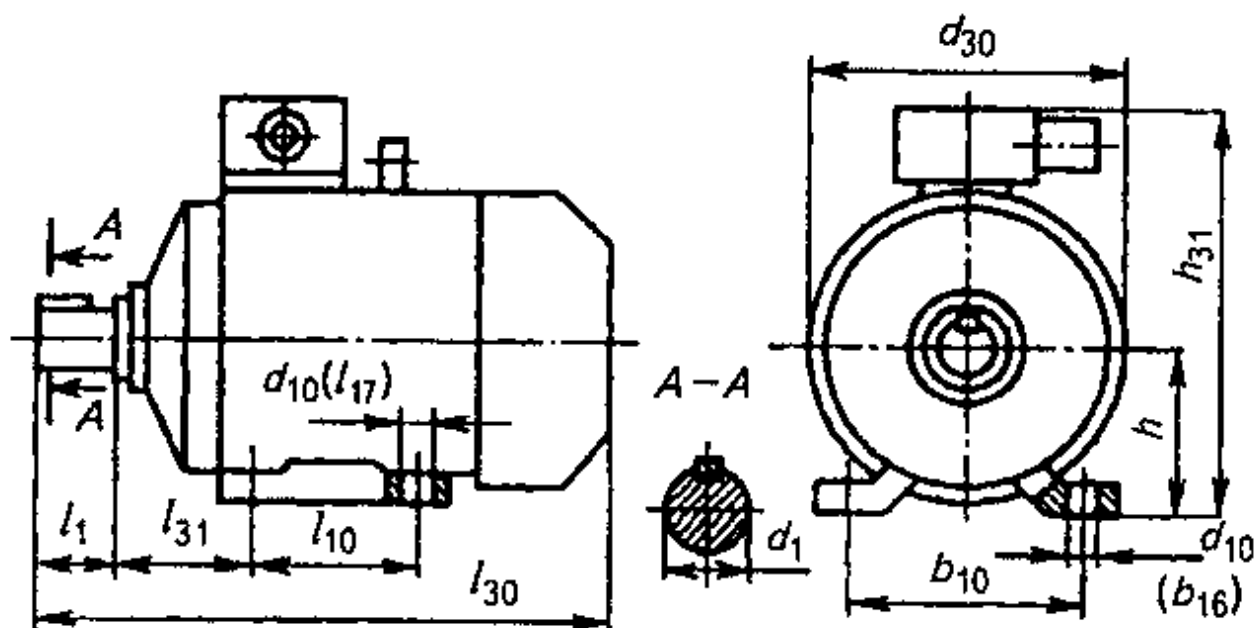


Таблица П.1.2. Основные размеры двигателей серии АИР исполнения М1081 (М1082)

Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры			Установочные и присоединительные размеры								Масса, кг
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	$d_{10}; l_{17}; b_{16}$	b_{10}	h		
АИР71А	2; 4; 6	272,5	188	170	40	90	46	19	(7/10)	112	71	8,6(10,5)*	
АИР71В		272,5	188	170	40	90	46	19	(7/10)	112	71	9,4(10,8)*	
АИР80А		296,5	204,5	190	50	100	50	22	(10/12)	125	80	11,9(13,8)*	
АИР80В		320,5	204,5	190	50	100	50	22	(10/12)	125	80	11,9(13,8)*	
АИР90L		337	224,5	210	50	125	56	24	(10/12)	140	90	11,9(13,8)*	
АИР100S		360	246,5	240	60	112	63	28	(12/16)	160	100	11,9(13,8)*	
АИР100L		391	246,5	240	60	140	63	28	(12/16)	160	100	11,9(13,8)*	
АИР112М	2; 4	435	285	246	80	140	70	32	12	190	112	49/41	
АИРХ112М	2; 4											49/41	
АИР112МА	6											43/35	
АИРХ112МА	8											43,5/36	
АИР112МВ	6											48/40,5	
АИРХ112М	8											48,8/41	
АИР132S	4											460	325
АИРХ132S	6; 8	140	68,5/56,5										
АИР132М	2	498	178	77,5/64,5									
АИРХ132М	4	498	178	83,5/70,5									
АИРХ132М	6	498	178	81,5/68,5									
АИРХ132М	8	498	178	82/70									
АИР160S	2	630	385	334	110	178	108	42	15	254	160	125/100	
АИРХ160S	4											48	130/100

Примечания: 1. В скобках указана масса асинхронного двигателя со щитами из чугуна.

2. В числителе указана масса асинхронного двигателя с чугунными станиной и щитами, в знаменателе – с алюминиевой станиной и чугунными щитами.

* Для двигателей с числом пар полюсов $2p = 4$.

Редукторы цилиндрические одноступенчатые (с межосевым расстоянием до 250 мм)

Таблица ПЗ

Основные технические характеристики редукторов 1ЦУ

Техническая характеристика		Типоразмер редуктора			
		1ЦУ-100	1ЦУ-160	1ЦУ-200	1ЦУ-250
Передаточные числа		2,2,5; 3,15; 4; 5; 6,3			
Допускаемая радиальная консольная нагрузка, Н	На быстроходном валу	630	1250	2800	4000
	На тихоходном валу	2240	4500	6300	9000
Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, Нм		315	1250	2500	5000
кпд		0,98			
Масса, кг		27	78	135	250

Габаритные и присоединительные размеры редукторов 1ЦУ

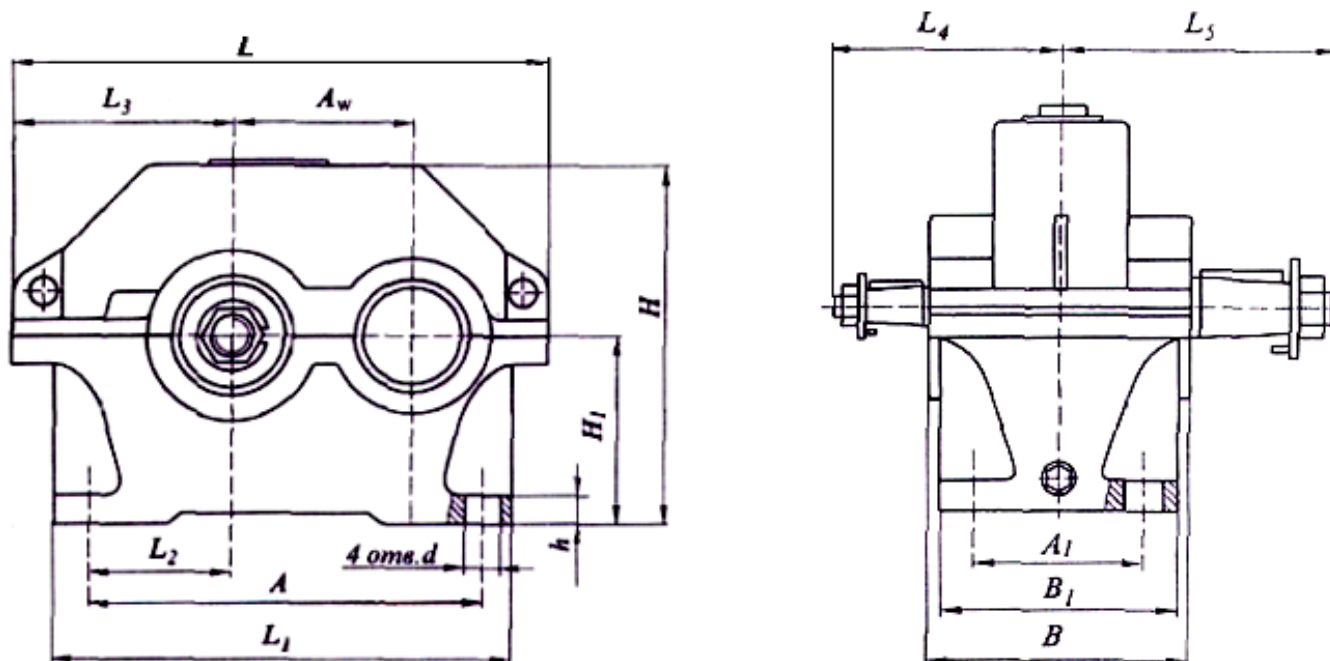


Таблица П4

Редуктор	A_w	A	A_1	B	B_1	H	H_1	h	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	d
1ЦУ-100	100	224	95	140	132	224	112	22	315	265	85	132	136	155	15
1ЦУ-160	160	355	125	185	175	335	170	28	475	405	136	195	218	218	24
1ЦУ-200	200	437	165	212	200	425	212	36	670	580	165	236	230	265	24
1ЦУ-250	250	545	185	265	250	530	265	40	710	615	212	290	280	315	28

Присоединительные размеры выходных валов

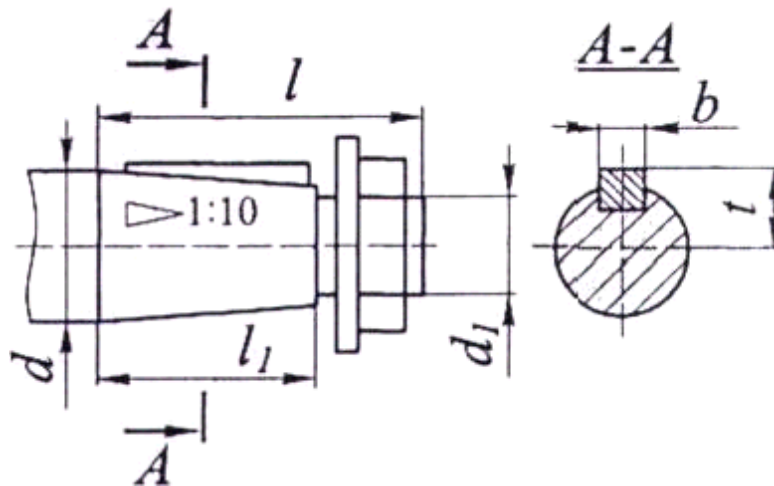


Таблица П5

Редуктор	Быстроходный вал						Тихоходный вал					
	d	d_1	l	l_1	b	t	d	d_1	l	l_1	b	t
1ЦУ-100	25	M16×1,5	60	42	5	13,45	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
1ЦУ-160	45	M30×2,0	110	82	12	23,45	55	M36×3,0	110	82	14	28,95
1ЦУ-200	55	M36×3,0	110	82	14	28,95	70	M48×3,0	140	105	18	36,38
1ЦУ-250	70	M48×3,0	140	105	18	36,38	90	M64×4,0	170	130	22	46,75

Редукторы цилиндрические двухступенчатые (с межосевым расстоянием тихоходной ступени до 250 мм)

Таблица П6

Основные технические характеристики редукторов 1Ц2У

Техническая характеристика		Типоразмер редуктора				
		1Ц2У-100	1Ц2У-125	1Ц2У-160	1Ц2У-200	1Ц2У-250
Передаточные числа $U_{ред} (U_{тих.ст})$		8(4); 10(5); 12,5(6,3); 16(4); 20(5); 25(8); 31,5(6,3); 40(6,3)				
Допускаемая радиальная консольная нагрузка, Н	На быстроходном валу	500	750	1000	2240	3150
	На тихоходном валу	4500	6300	9000	12500	18000
Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, Н.м		315	630	1250	2500	5000
кпд		0,97				
Масса м, кг		20	32	95	170	320

Габаритные и присоединительные размеры редукторов 1Ц2У

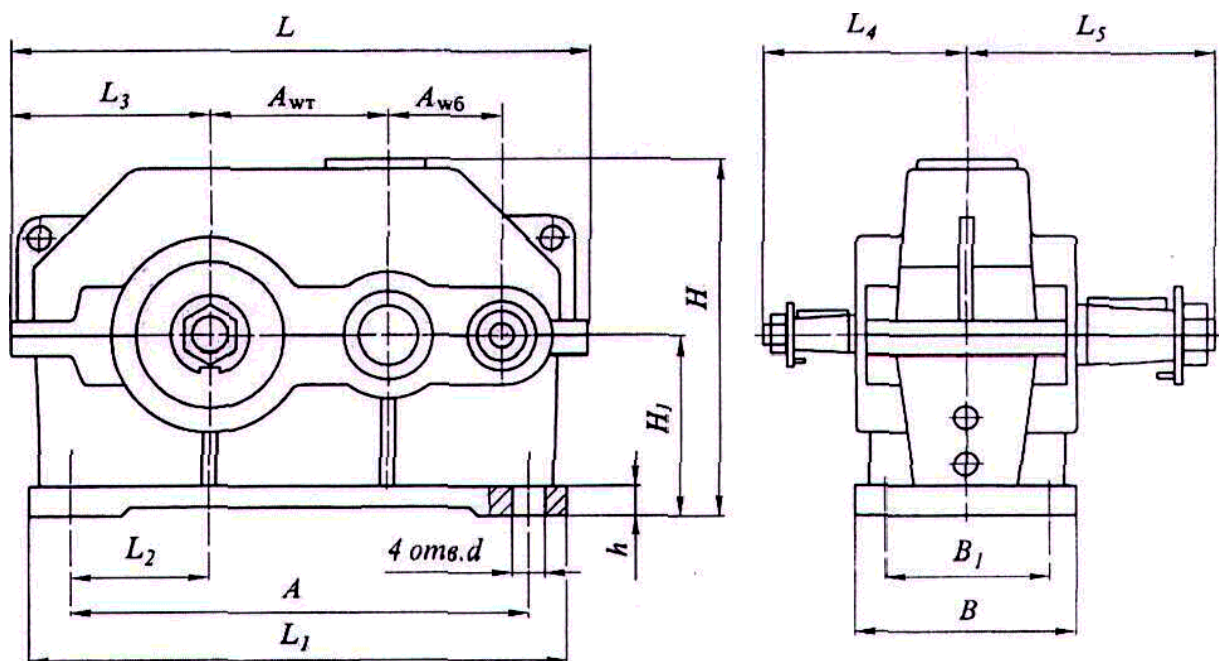


Таблица П7

Редуктор	A_{wt}	A_{wb}	A	B	B_1	H	H_1	h	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	d
1Ц2У-100	100	80	290	155	109	225	112	20	386	325	85	132	136	165	15
1Ц2У-125	125	80	335	175	125	270	132	22	440	375	106	155	145	206	19
1Ц2У-160	160	100	425	206	140	335	170	24	545	475	135	195	170	224	24
1Ц2У-200	200	125	515	243	165	420	212	30	670	580	165	236	212	280	24
1Ц2У-250	250	160	670	290	218	515	265	32	825	730	212	290	265	335	28

Присоединительные размеры конических валов

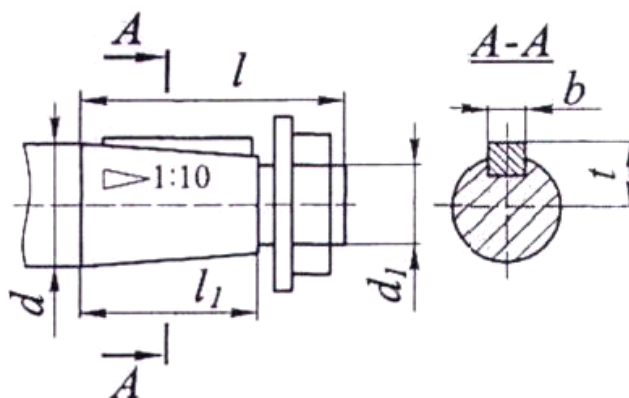


Таблица П8

Редуктор	Быстроходный вал						Тихоходный вал					
	d	d_1	l	l_1	b	t	d	d_1	l	l_1	b	t
1Ц2У-100	20	M12×1,25	50	36	4	10,6	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
1Ц2У-125	20	M12×1,25	50	36	4	10,6	45	M30×2,0	110	82	12	23,45
1Ц2У-160	25	M16×1,5	60	42	5	13,45	55	M36×3,0	110	82	14	28,95
1Ц2У-200	30	M20×1,5	80	58	5	15,55	70	M48×3,0	140	105	18	36,38
1Ц2У-250	40	M24 x 2,0	110	82	10	20,9	90	M64x4,0	170	130	22	46,75

Редукторы конические одноступенчатые типа К

Таблица П9

Основные технические характеристики редукторов типа К

Типоразмер редуктора	Номинальные передаточные отношения	Номинальн. крутящий момент на тихоходном валу, Нм	Номинальная радиальная нагрузка на выходном валу, Н		кпд	Масса , кг
			быстроходном	тихоходном		
К-125	3,15; 4; 5	125	500	1400	0,98	23,1
К-200		500	1250	2800		61
К-315		2000	3550	5600		180
*Для варианта сборки 43 номинальная радиальная нагрузка на тихоходном валу должна быть увеличена в 2 раза.						

Габаритные и присоединительные размеры редукторов типа К

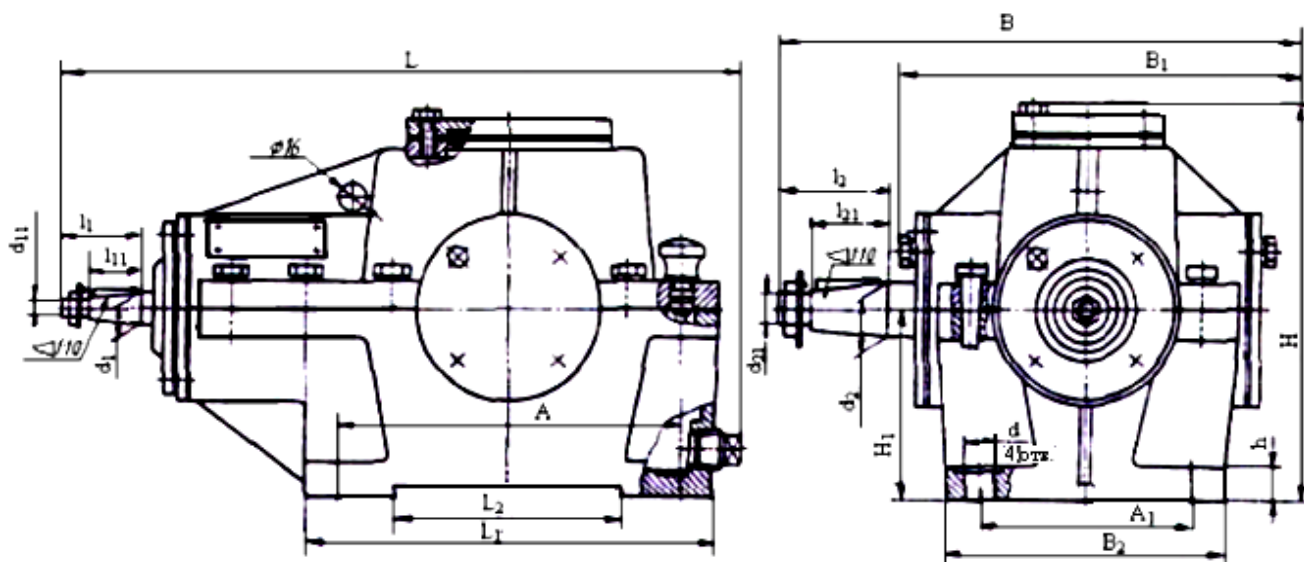


Таблица П10

Размер	Типоразмер редуктора			Размер	Типоразмер редуктора		
	К-125	К-200	К-315		К-125	К-200	К-315
L	366	516	768	d_1	18	28	45
L_1	220	310	460	d_2	28	45	70
L_2	120	190	280	d_{11}	M10	M16×1,5	M30×2
B	263	393	538	d_{21}	M16×1,5	M30×2	M48×3
B_1	200	285	390	l_1	40	60	110
B_2	150	225	320	l_2	60	110	140
A	185	260	400	l_{11}	28	42	82
A_1	115	175	260	l_{21}	42	82	105
H	208	295	420	t_1	9,8	14,9	23,4
H_1	100	140	212	t_2	14,9	23,4	36,4
h	18	24	30	b_1	4	5	12
d	15	19	24	b_2	5	12	18

Редукторы коническо-цилиндрические

Таблица П11

Основные технические характеристики редукторов типа КЦ1

Техническая характеристика	Типоразмер редуктора				
	КЦ1-200	КЦ1-250	КЦ1-300	КЦ1-400	КЦ1-500
Передаточные числа (передаточные отношения тихоходных ступеней)	6,3(1,8); 10(2,8); 14(4); 20(5,6); 28(8).				
Допускаемая консольная нагрузка на тихоходном валу, Н	5100	7000	12000	18000	25000
Номинальный крутящий момент на выходном валу, Н·м	520	1200	2100	5300	9000
кпд	0,94				
Масса, кг	186	391	474	980	1740

Габаритные и присоединительные размеры редукторов типа КЦ1

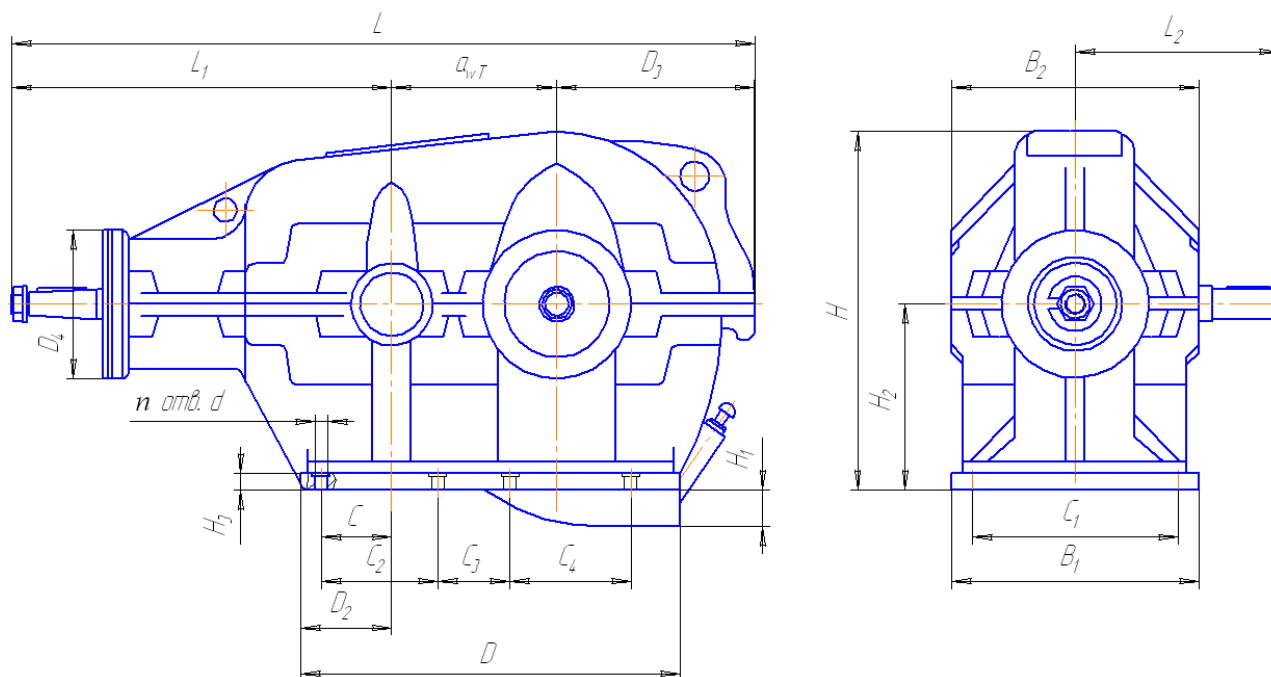


Таблица П12

Редуктор	L_2	A_{WT}	B_1	B_2	C	C_1	C_2	C_3	C_4	D	D_1
КЦ1-200	85	200	300	300	85	250	375	—	—	480	—
КЦ1-250	120	250	375	375	120	325	480	—	—	600	—
КЦ1-300	120	300	450	450	120	350	280	265	—	680	—
КЦ1-400	212	400	526	526	212	450	335	140	335	930	530
КЦ1-500	250	500	630	630	250	550	390	210	390	1160	620

Продолжение табл. П12

Редуктор	D_2	D_3	D_4	H	H_1	H_2	H_3	L	L_1	L_2	d	n
КЦ1-200	110	310	180	435	—	225	20	900	460	247	17	4
КЦ1-250	160	360	240	515	—	265	25	1170	625	320	21	4
КЦ1-300	170	405	240	607	—	315	25	1274	625	385	21	6
КЦ1-400	272	460	320	705	95	320	35	1703	848	452	25	8
КЦ1-500	340	565	340	877	100	400	40	2085	1030	544	32	8

Присоединительные размеры выходных валов редукторов типа КЦ1

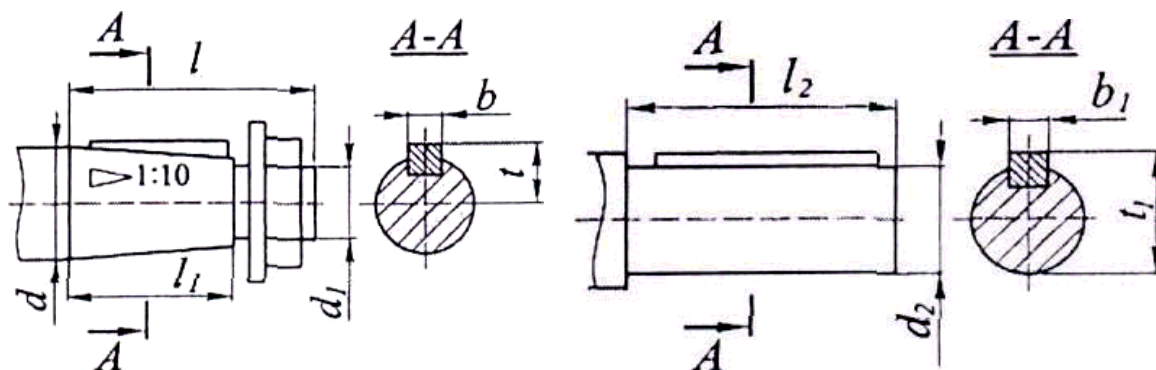


Таблица П13

Редуктор	Быстроходный вал (конический)						Тихоходный вал (цилиндр.)			
	d	d_1	l	L_1	b	t	d_2	l_2	b_1	t_1
КЦ1-200	40	M24×2,0	110	82	10	20,9	45	80	14	48,5
КЦ1-250	50	M36×3,0	110	82	12	26	55	110	16	59
КЦ1-300	50	M36×3,0	110	82	12	26	70	140	20	74,5
КЦ1-400	60	M42×3,0	140	105	16	31,4	90	170	25	95
КЦ1-500	90	M64×4,0	170	130	22	46,8	110	210	28	116

Редукторы червячные одноступенчатые

Таблица П14

Основные технические характеристики редукторов типа 2Ч

U	2Ч-40		2Ч-63		2Ч-80	
	T , Н·м	кпд	T , Н·м	кпд	T , Н·м	кпд
8	32	0,87	120	0,89	230	0,90
10	32	0,85	110	0,88	210	0,89
12,5	28	0,83	100	0,88	200	0,88
16	36	0,81	140	0,84	260	0,85
20	35	0,76	120	0,83	240	0,83
25	30	0,73	110	0,81	220	0,82
31,5	40	0,70	150	0,74	280	0,77
40	36	0,63	130	0,73	260	0,72
50	32	0,60	120	0,68	240	0,71
63	28	0,58	100	0,62	210	0,64
80	20	0,53	90	0,60	180	0,61

Габаритные и присоединительные размеры редукторов 2Ч

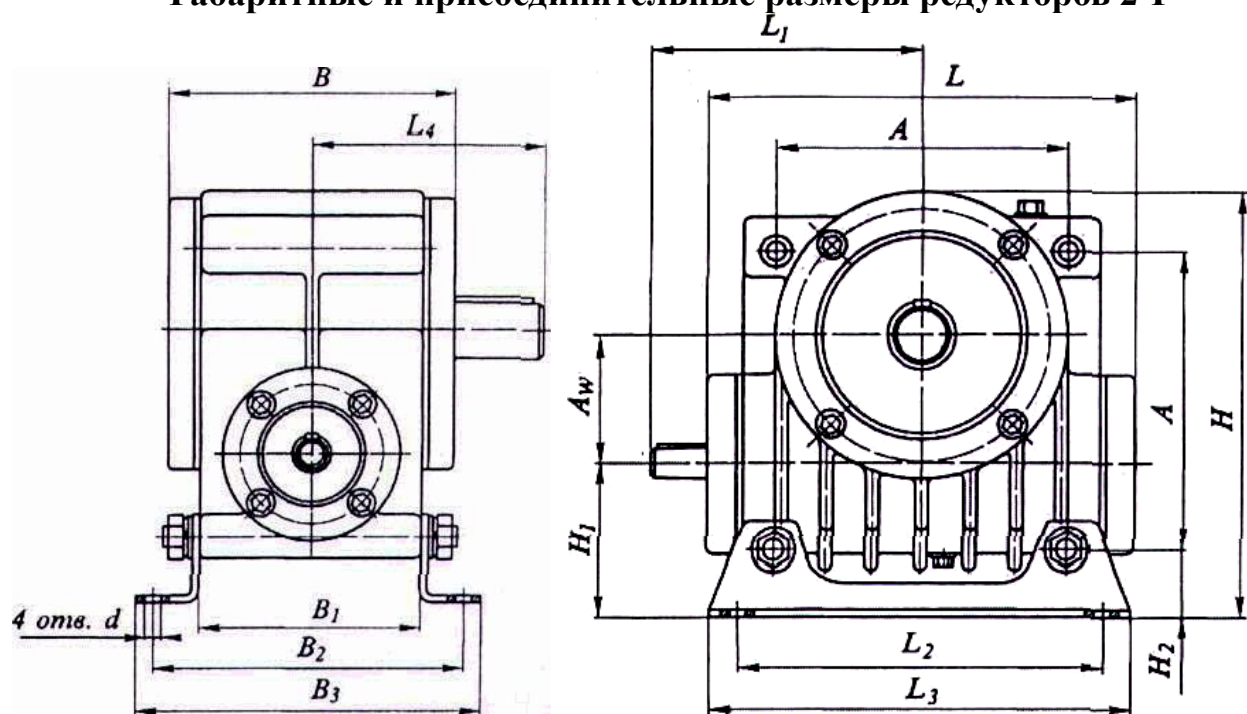


Таблица П15

Редуктор	A_w	A	B	B_1	B_2	B_3	H	H_1	H_2	L	L_1	L_2	L_3	L_4	d
2Ч-40	40	105	120	100	140	40	180	72	37	160	100	150	180	100	13
2Ч-63	63	150	145	125	165	197	232	82	40	200	135	180	220	120	13
2Ч-80	80	180	165	140	185	212	267	92	42	238	160	225	260	145	15

Присоединительные размеры валов

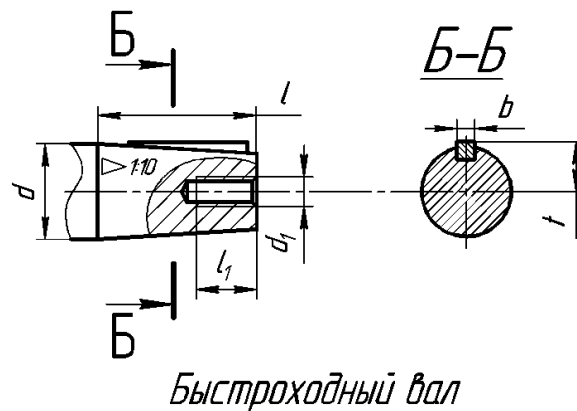
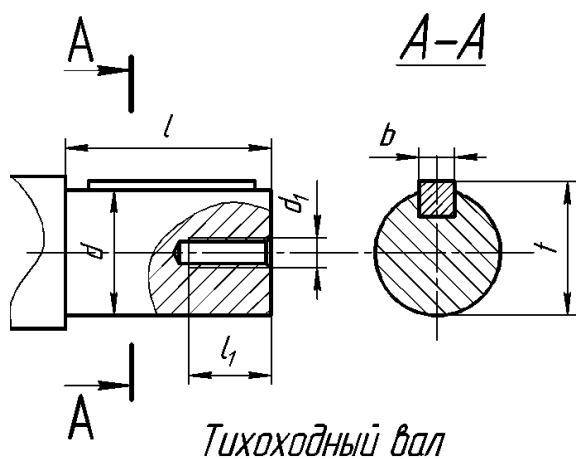


Таблица П16

Редуктор	Быстроходный вал (конический)						Тихоходный вал (цилиндр)					
	d	d_1	l	l_1	b	t	d	d_1	l	t	b	l_1
2Ч-40	16	M5	28	15	3	8,5	18	M5	28	20,5	6	15
2Ч-63	22	M6	36	18	4	11,6	28	M6	36	31	8	18
2Ч-80	25	M8	42	24	5	13,45	35	M8	42	38	10	24

Таблица П17

Основные технические характеристики типа Ч

Типоразмер редуктора	Частота вращения быстроходного вала, мин ⁻¹						
	$U_{ном}$	750		1000		1500	
		$T_{тих}, Нм$	кпд	$T_{тих}, Нм$	кпд	$T_{тих}, Нм$	кпд
Ч-100	8,0	515	0,90	462	0,91	387	0,92
	10,0	500	0,89	450	0,90	375	0,91

	12,5	515	0,88	462	0,90	387	0,90
	16,0	500	0,85	450	0,86	387	0,88
	20,0	487	0,81	437	0,84	375	0,86
	25,0	475	0,80	437	0,83	375	0,85
	31,5	515	0,74	475	0,75	412	0,79
	40,0	475	0,70	437	0,72	387	0,75
	50,0	475	0,69	437	0,71	387	0,74
	63,0	375	0,60	345	0,63	315	0,66
	80,0	355	0,58	335	0,60	300	0,63
Ч-125	8,0	850	0,91	750	0,92	650	0,93
	10,0	825	0,90	725	0,91	630	0,92
	12,5	825	0,89	725	0,90	630	0,91
	16,0	850	0,86	750	0,86	670	0,88
	20,0	825	0,84	750	0,85	650	0,87
	25,0	775	0,82	700	0,83	615	0,85
	31,5	1000	0,75	900	0,77	800	0,80
	40,0	850	0,72	725	0,74	690	0,78
	50,0	800	0,70	725	0,72	650	0,75
	63,0	750	0,66	700	0,69	615	0,72
	80,0	650	0,60	600	0,63	530	0,66
Ч-160	8,0	1600	0,91	1450	0,93	1250	0,94
	10,0	1500	0,91	1320	0,92	1150	0,93
	12,5	1500	0,90	1320	0,91	1150	0,92
	16,0	1800	0,87	1600	0,88	1400	0,90
	20,0	1500	0,83	1320	0,85	1150	0,87
	25,0	1400	0,81	1320	0,84	1120	0,86
	31,5	2000	0,79	1800	0,80	1600	0,83
	40,0	1600	0,73	1450	0,76	1250	0,79
	50,0	1450	0,71	1320	0,73	1180	0,75
	63,0	1320	0,69	1250	0,71	1090	0,74
	80,0	1320	0,64	1250	0,68	1090	0,71

Габаритные и присоединительные размеры редукторов типа Ч

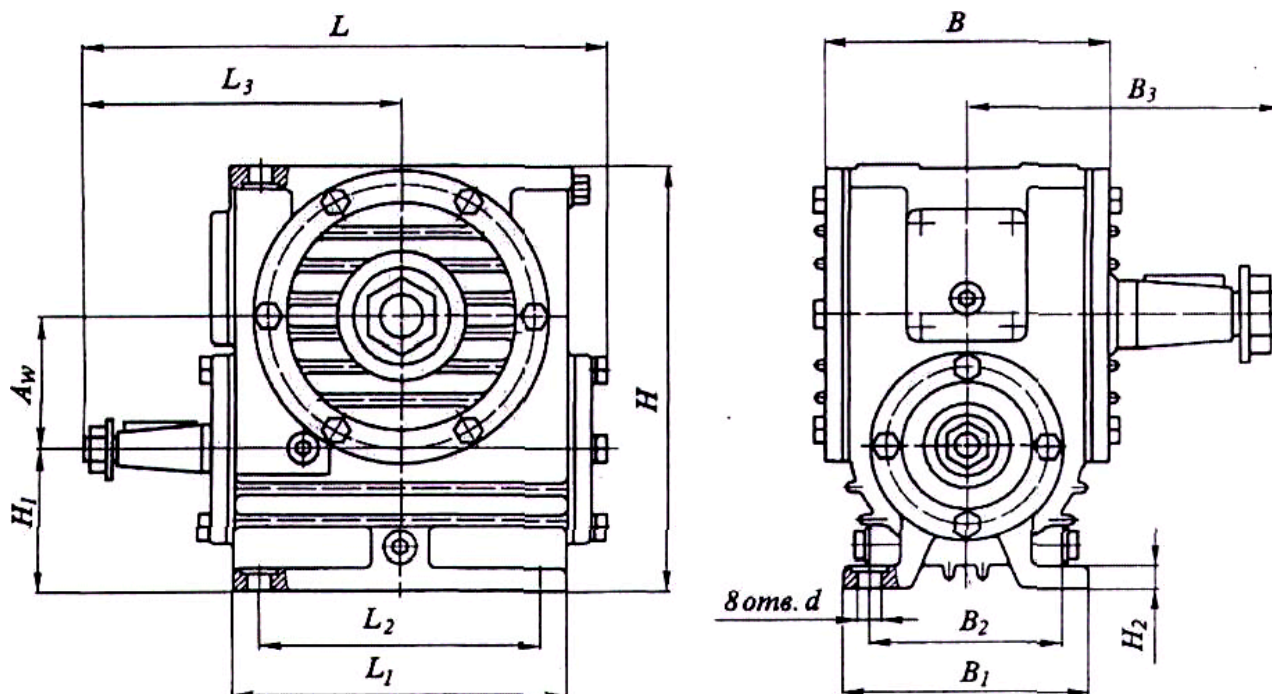


Таблица П18

Редуктор	A_w	B	B_1	B_2	B_3	H	H_1	H_2	L	L_1	L_2	L_3	d
Ч-100	100	194	175	140	225	312	100	18	373	240	200	225	19
Ч-125	125	243	230	190	230	396	111	22	437	275	230	261	19
Ч-160	160	282	280	230	280	500	140	30	551	350	300	345	22

Присоединительные размеры валов редукторов типа Ч

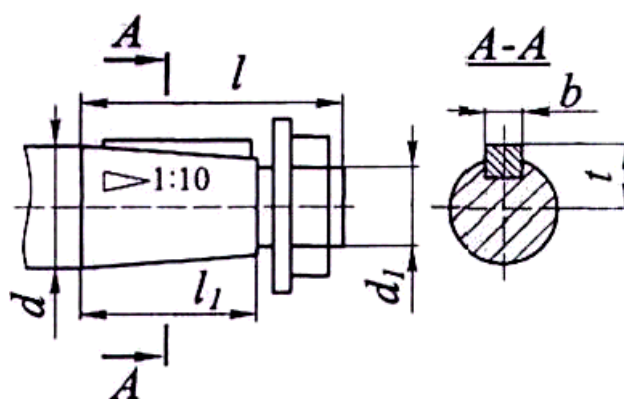


Таблица П19

Редуктор	Быстроходный вал						Тихоходный вал					
	d	d_1	l	l_1	b	t	d	d_1	l	l_1	b	t
Ч-100	32	M20×1,5	80	58	8	17,55	45	M20×1,5	110	82	12	23,45
Ч-125	32	M20×1,5	80	58	8	17,55	50	M30×2,0	110	82	14	26,45
Ч-160	40	M24×2	110	82	10	20,95	70	M36×3,0	140	105	18	36,38

Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)

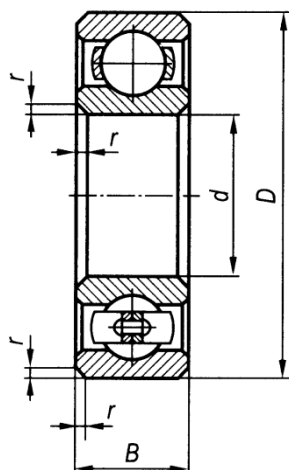


Таблица П20

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C_г</i>	<i>C_{0г}</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C_г</i>	<i>C_{0г}</i>
<i>Особо легкая серия</i>							<i>Средняя серия</i>						
104	20	42	12	1,0	9,36	4,5	304	20	52	15	2,0	15,9	7,8
105	25	47	12	1,0	11,2	5,6	305	25	62	17	2,0	22,5	11,4
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8	306	30	72	19	2,0	29,1	14,6
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5	307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3	308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2	309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2	310	50	110	27	3,0	61,8	36,0
111	55	90	18	2,0	28,1	17,0	311	55	120	29	3,0	71,5	41,5
112	60	95	18	2,0	29,6	18,3	312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
113	65	100	18	2,0	30,7	19,6	313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
114	70	110	20	2,0	37,7	24,5	314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
115	75	115	20	2,0	39,7	26,0	315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
116	80	125	22	2,0	47,7	31,5	316	80	170	39	3,5	124,0	80,0
117	85	130	22	2,0	49,4	33,5	317	85	180	41	4,0	133,0	90,0
118	90	140	24	2,5	58,5	39,0	318	90	190	43	4,0	143,0	99,0
119	95	145	24	2,5	60,5	41,5	319	95	200	45	4,0	153,0	110,0
120	100	150	24	2,5	60,5	41,5	320	100	215	47	4,0	174,0	132,0
<i>Легкая серия</i>							<i>Тяжелая серия</i>						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2	404	20	72	19	2,0	30,7	16,6
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95	405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0	406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
207	35	72	17	2,0	25,5	13,7	407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
208	40	80	18	2,0	32,0	17,8	408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
209	45	85	19	2,0	33,2	18,6	409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
210	50	90	20	2,0	35,1	19,8	410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0	411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0	412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0	413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5	414	70	180	42	4,0	143,0	105,0
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0	416	80	200	48	4,0	163,0	125,0
216	80	140	26	3,0	70,2	45,0	417	85	210	52	5,0	174,0	135,0
217	85	150	28	3,0	83,2	53,0	418	90	225	94	5,0	—	146,0
218	90	160	30	3,0	95,6	62,0							
219	95	170	32	3,5	108,0	69,5							
220	100	180	34	3,5	124,0	79,0							

Пример условного обозначения подшипника средней серии, с *d* = 30 мм:

Подшипник 306 ГОСТ 8338–75.

Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 27365-87)

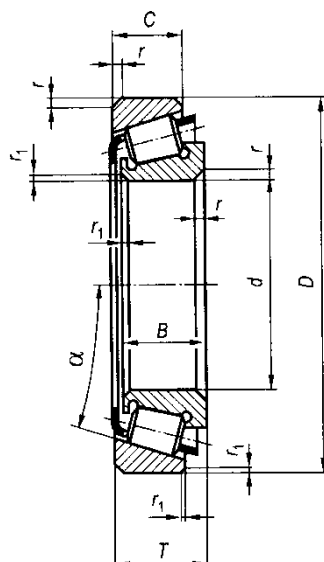


Таблица П21

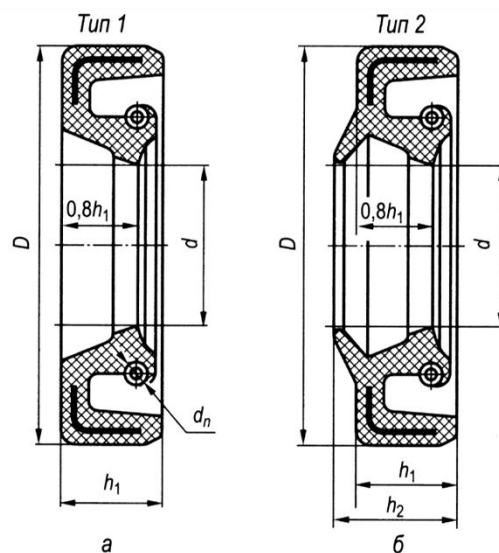
Обозначение	Размеры, мм							α , град	Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки		
	d	D	T	B	C	r	r_1		C_r	C_{0r}	e	Y	Y_0
Легкая серия													
7204A	20	47	15,25	14	12	1,0	1,0	12°57'10"	26,0	16,6	0,36	1,67	0,92
7205A	25	52	16,25	15	13	1,0	1,0	14°02'10"	29,2	21,0	0,36	1,67	0,92
7206A	30	62	17,25	16	14	1,0	1,0	14°02'10"	38,0	25,5	0,36	1,65	0,92
7207A	35	72	18,25	17	15	1,5	1,5	14°02'10"	48,4	32,5	0,37	1,62	0,89
7208A	40	80	19,75	18	16	1,5	1,5	14°02'10"	58,3	40,0	0,38	1,56	0,86
7209A	45	85	20,75	19	16	1,5	1,5	15°06'34"	62,7	50,0	0,41	1,45	0,80
7210A	50	90	21,75	20	17	1,5	1,5	15°38'32"	70,4	55,0	0,37	1,60	0,88
7211A	55	100	22,75	21	18	2,0	1,5	15°06'34"	84,2	61,0	0,41	1,46	0,80
7212A	60	110	23,75	22	19	2,0	1,5	15°06'34"	91,3	70,0	0,35	1,71	0,94
7213A	65	120	24,75	23	20	2,0	1,5	15°06'34"	108,0	78,0	—	—	—
7214A	70	125	26,25	24	21	2,0	1,5	15°38'32"	119,0	89,0	0,37	1,62	0,89
7215A	75	130	27,25	25	22	2,0	1,5	16°10'20"	130,0	100,0	0,39	1,55	0,85
7216A	80	140	28,25	26	22	2,5	2,0	15°38'32"	140,0	114,0	0,42	1,43	0,78
7217A	85	150	30,50	28	24	2,5	2,0	15°38'32"	165,0	134,0	0,43	1,38	0,76
7218A	90	160	32,50	30	26	2,5	2,0	15°38'32"	183,0	150,0	0,38	1,56	0,86
7219A	95	170	34,50	32	27	3,0	2,5	15°38'32"	205,0	156,0	0,41	1,48	0,81
7220A	100	180	37,00	34	29	3,0	2,5	15°38'32"	233,0	190,0	0,40	1,49	0,82
Легкая широкая серия													
7505A	25	52	19,25	18	16	1,0	1,0	13°30'00"	34,1	25,0	—	—	—
7506A	30	62	21,25	20	17	1,0	1,0	14°02'10"	47,3	37,0	0,37	1,65	0,90
7507A	35	72	24,25	23	19	1,5	1,5	14°02'10"	61,6	45,0	0,35	1,73	0,95
7508A	40	80	24,75	23	19	1,5	1,5	14°02'10"	70,4	50,0	0,38	1,58	0,87
7509A	45	85	24,75	23	19	1,5	1,5	15°06'34"	74,8	60,0	0,42	1,44	0,80
7510A	50	90	24,75	23	19	1,5	1,5	15°38'32"	76,5	64,0	0,42	1,43	0,78
7511A	55	100	26,75	25	21	2,0	1,5	15°06'34"	99,0	80,0	0,36	1,67	0,92
7512A	60	110	29,75	28	24	2,0	1,5	15°06'34"	120,0	100,0	0,39	1,53	0,84
7513A	65	120	32,75	31	27	2,0	1,5	15°06'34"	142,0	120,0	0,37	1,62	0,89
7514A	70	125	33,25	31	27	2,0	1,5	15°38'32"	147,0	118,0	0,39	1,55	0,85
7515A	75	130	33,25	31	27	2,0	1,5	16°10'20"	157,0	130,0	0,41	1,48	0,81
7516A	80	140	35,25	33	28	2,5	2,0	15°38'32"	176,0	155,0	0,40	1,49	0,82
7517A	85	150	38,5	36	30	2,5	2,0	15°38'32"	201,0	180,0	0,39	1,55	0,85
7518A	90	160	42,5	40	34	2,5	2,0	15°38'32"	238,0	193,0	0,39	1,55	0,85
7519A	95	170	45,5	43	37	3,0	2,5	15°38'32"	264,0	220,0	0,38	1,56	0,86
7520A	100	180	49,0	46	39	3,0	2,5	15°38'32"	297,0	280,0	0,40	1,49	0,82

Средняя серия													
7304A	20	52	16,25	15	13	1,5	1,5	11°18'36"	31,9	20,0	0,30	2,03	1,11
7305A	25	62	18,25	17	15	1,5	1,5	11°51'35"	41,8	28,0	0,36	1,66	0,92
7306A	30	72	20,75	19	16	1,5	1,5	11°51'35"	52,8	39,0	0,34	1,78	0,98
7307A	35	80	22,75	21	18	2,0	1,5	12°57'10"	68,2	50,0	0,32	1,88	1,03
7308A	40	90	25,25	23	20	2,0	1,5	12°57'10"	80,9	56,0	0,28	2,16	1,19
7309A	45	100	27,25	25	22	2,0	1,5	12°57'10"	101,0	72,0	0,29	2,09	1,15
7310A	50	110	29,25	27	23	2,5	2,0	12°57'10"	117,0	90,0	0,31	1,94	1,06
7311A	55	120	31,50	29	25	2,5	2,0	12°57'10"	134,0	110,0	0,33	1,80	0,99
7312A	60	130	33,50	31	26	3,0	2,5	12°57'10"	161,0	120,0	0,30	1,97	1,08
7313A	65	140	36,00	33	28	3,0	2,5	12°57'10"	183,0	150,0	0,30	1,97	1,08
7314A	70	150	38,00	35	30	3,0	2,5	12°57'10"	209,0	170,0	0,31	1,94	1,06
7315A	75	160	40,00	37	31	3,0	2,5	12°57'10"	229,0	185,0	0,33	1,83	1,01
7316A	80	170	42,50	39	33	3,0	2,5	12°57'10"	255,0	190,0	—	—	—
7317A	85	180	44,50	41	34	4,0	3,0	12°57'10"	286,0	216,0	0,31	1,91	1,05
7318A	90	190	46,50	43	36	4,0	3,0	12°57'10"	308,0	236,0	0,32	1,88	1,03
7319A	95	200	49,50	45	38	4,0	3,0	12°57'10"	341,0	265,0	—	—	—
7320A	100	215	51,50	47	39	4,0	3,0	12°57'10"	380,0	290,0	0,31	1,88	1,03

Пример условного обозначения подшипника легкой серии диаметров 2, серии ширин 0, с $d = 50$ мм, $D = 90$ мм:

Подшипник 7210 ГОСТ 333–79.

Манжеты резиновые армированные для валов (ГОСТ 8752–79), мм



a – однокрюмовая; *б* – то же с пыльником

Таблица П22

Диаметр вала, d	D_1	h_1	h_2	Диаметр вала, d	D_1	h_1	h_2
28	47	10	14	60	85	10	14
30	52			62			
32	58			63	90		
35				65			
36				70	95		
38				71			
40	60			75	100		
45	65			80	105		
48	70			85	110	12	16
50				90	120		
52	75			95	125		
55	80			100	130		
56				105	135		
58				110	135		

Пример обозначения манжеты типа 1 для вала диаметром $d = 50$ мм с наружным диаметром $D_1 = 70$ мм из резины 3 группы (на основе нитрильного синтетического каучука): Манжета 1-50×70-3 ГОСТ 8752–79.

Кулачково-дисковые муфты (ГОСТ 20720-81)

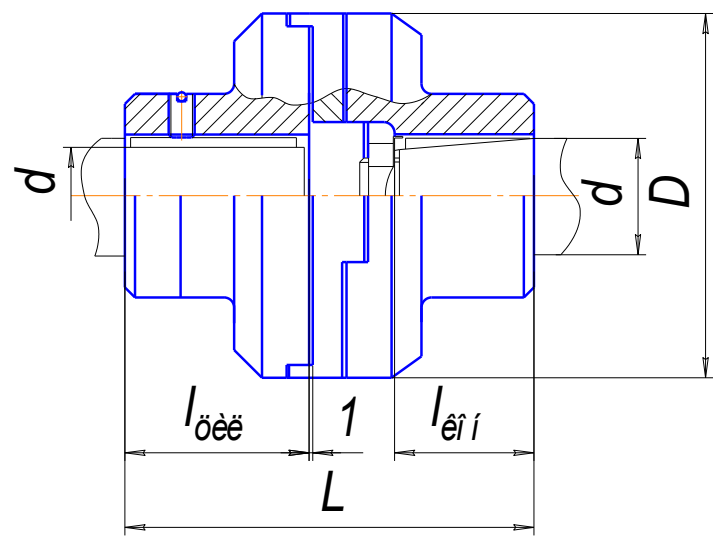


Таблица П23

Номиналь ный вращаю- щий момент, Н·м	<i>d</i> , мм		<i>D</i> , мм, не более	<i>L</i> , мм		<i>l</i> _{цил} , мм		<i>l</i> _{кон} , мм		Радиальное смещение соединяемы х валов, мм, не более
	1-й ряд	2-й ряд		Тип						
				1,2		1		2		
				Исполнение						
				1	2	1	2	1	2	
31,5	16 18	— 19	130	—	90	—	38	—	22	1,0
	20 22	— —								
	63	20 22								
25 28		— —								
125		25 28	— —	150	185	140	82	60	58	
	— 32	30 35								
	250	32 36	35 38							
40 45		42								
400		—	38	235	245	190	112	84	82	
	40 45	42 48								
	630	45 50 56	48 52 55							
63		60 —								

Продолжение таблицы П23

Номиналь ный вращаю- щий момент, Н·м	d , мм		D , мм, не более	L , мм		$l_{\text{цил}}$, мм		$l_{\text{кон}}$, мм		Радиальное смещение соединяемы х валов, мм, не более
	1-й ряд	2-й ряд		Тип						
				1,2		1		2		
				Исполнение						
				1	2	1	2	1	2	
1000	50 56	52 55	265	245	190	112	84	82	54	2,6
	—	60		305	235	142	107	105	70	
	63 71	65 70		315	245					
1600		60	305	305	235					3,0
	63 71	65 70 75		315	245					
	80	85		380	300					
2500	71	70 75	320	315	245	142	107	105	70	3,6
	80 90	85 95		380	300	172	132	130	90	

Муфты зубчатые (ГОСТ 5006–83)

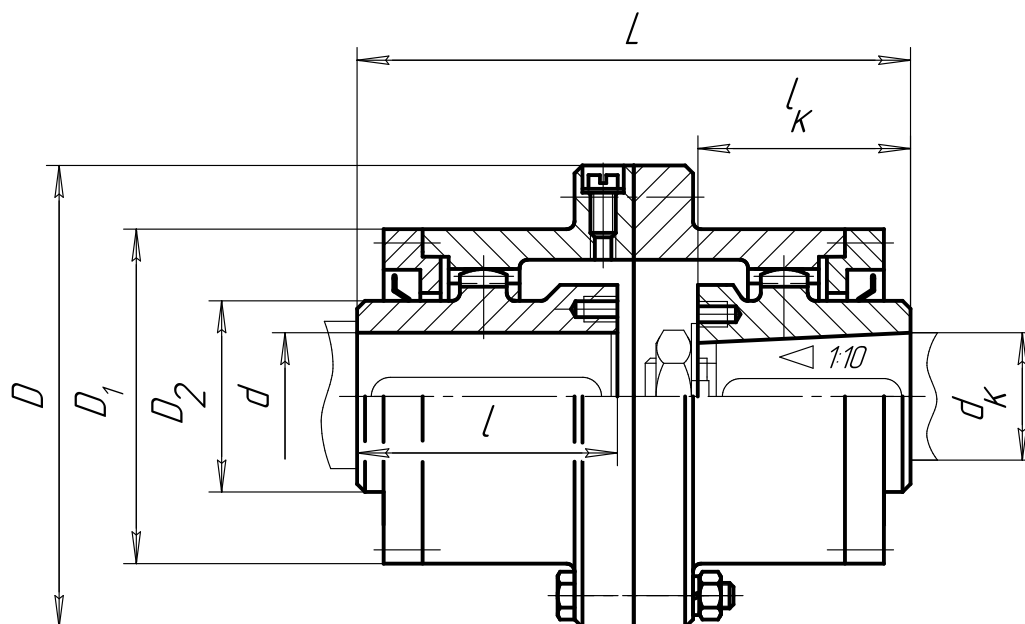


Таблица П24

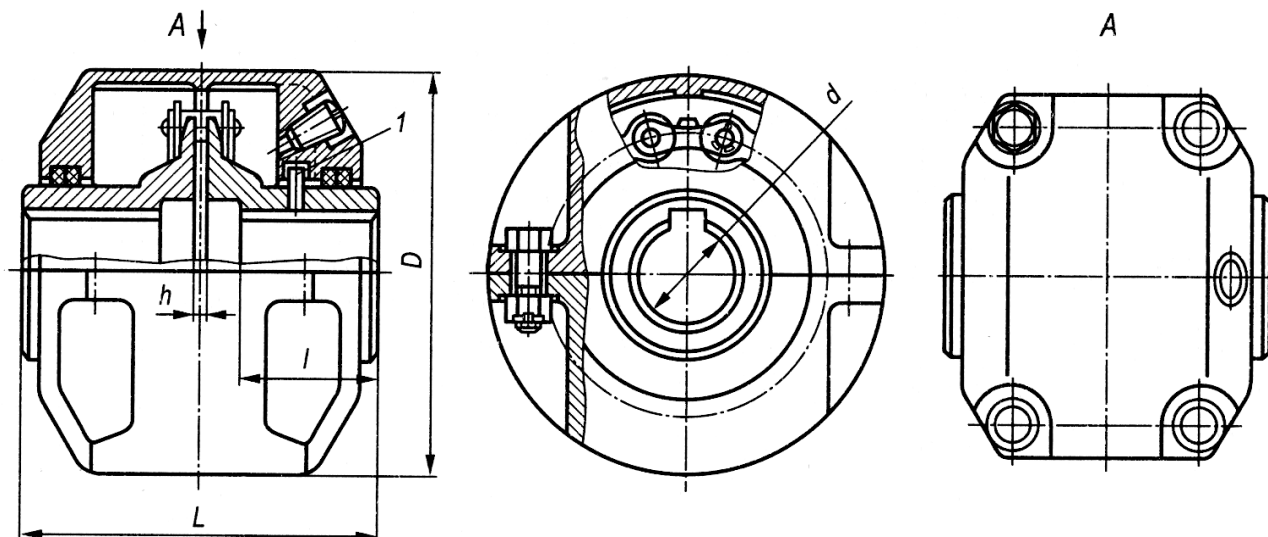
T , Н·м	n_{max} , мин ⁻¹	d, d_k	D	D_1	D_2	L	l, l_k
		мм					
1000	5400	40	145	105	60	174	82
1600	4800	55	170	125	80	174	82
2500	4500	60	185	135	85	220	105
4000	3720	65	200	150	95	220	105
6300	3300	80	230	175	115	270	130
10000	2820	100	270	200	145	340	165
16000	2400	120	300	230	175	345	165

Таблица П25

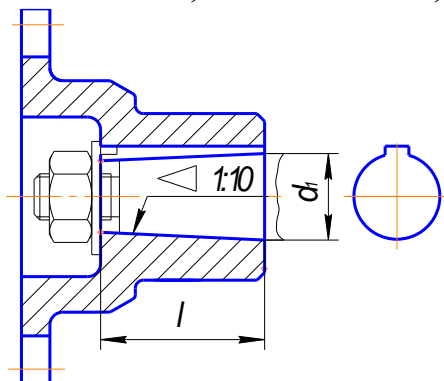
Муфты цепные однорядные (по ГОСТ 20742–81)																
Т, Н·м	Угловая скорость w, рад/с, не более	Отверстие, мм				Габаритные размеры, мм						Смещение осей валов, не более		h, мм		
		d, d ₁	l		L				D	радиальное, мм	угловое					
			Тип													
			исполнение		исполнение		исполнение									
			исполнение		исполнение		исполнение									
			1	2	1	2	1	2				1	2		1	2
63	170	20; 22; 24	-	36	39	25	-	102	108	80	110	0,15	1°	1,3		
		25; 28	-	42	45	27	-	122	128	92						
		25; 28	-	42	27	-	122	92								
125	150	30; 32; 35	80	58	61	39	206	162	168	124	125	0,2		1,8		
		36		58		162		124								
		32; 35; 36		38												
250	126	40; 42; 45	110	82	85	57	278	222	228	172	200	0,4		2		
		40; 42; 45	110	82	85	57	278	222	172							
		48; 50; 55	56													
1000	84	50; 55; 56	110	105	85	73	280	284	230	220	210	0,6		3,5		
		60; 63; 65; 70; 71	140		108		210		290							
		63; 65; 70; 75	140	105	134	94	424	344	352	272	280				3,8	
80; 85; 90	170	130														

Муфты цепные однорядные (ГОСТ 20742–81)

Тип 1, исполнения 1, 2



Тип 2, исполнение 1, 2



Муфты упругие втулочно-пальцевые (ГОСТ 21424-93)

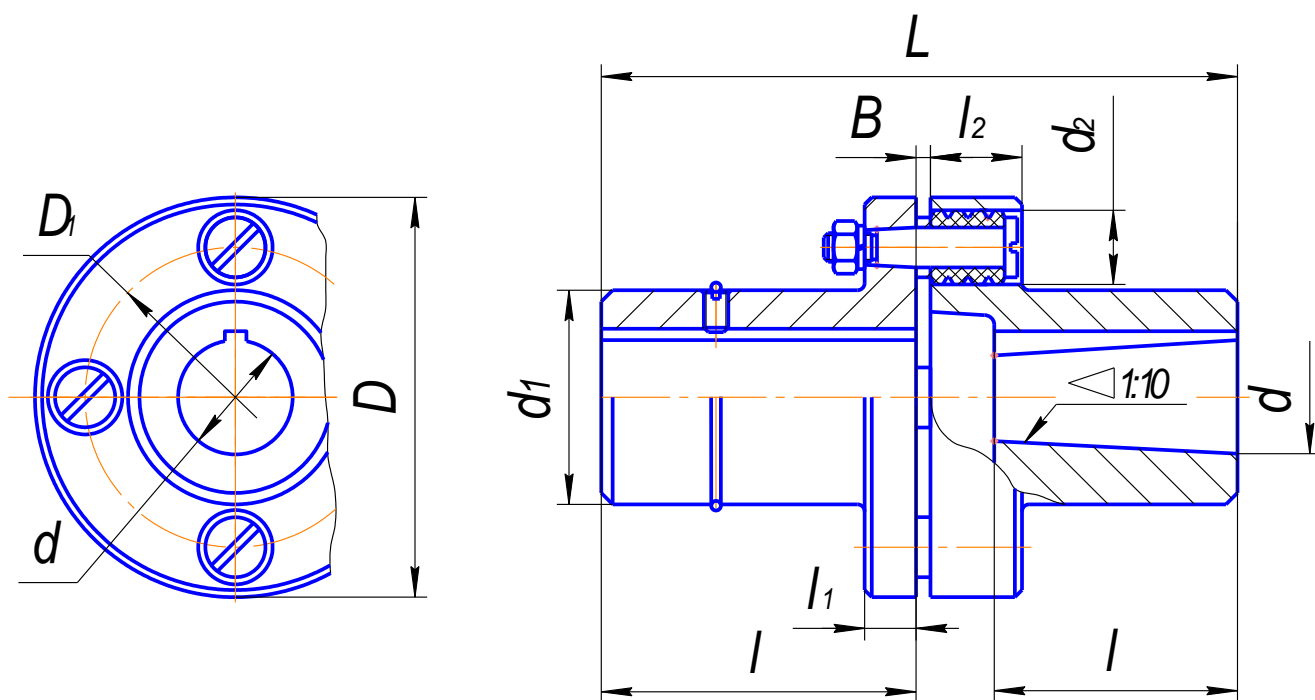


Таблица П26

Номинальный вращающий момент T , Н·м	n , мин ⁻¹	d , мм	D , мм	L , мм		l , мм		D_1 , мм	Число паль- цев	B , мм	l_1 , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	l_2 , мм	Допускаемое смещение валов	
				Длин- ные концы валов	Корот- кие концы валов	Длин- ные концы валов	Корот- кие концы валов								Радиа- льное, мм	угло- вое
31,5	6360	16	90	84	60	40	28	63	4	4	16	30	20		0,2	1,5
		18					32									
		20	104	76	50	36	36	45	38							
		22									40	48				
63	5700	20	100	124	88	60	42	71	6	4	16	36	20		0,3	1
		22					40					48				
		25	125	125	89	80	60	90	4	5	18	45	56	60		
		28														
125	4620	25	125	165	125	110	85	105	6	5	18	56	28		0,4	1
		28		225	175	110	85					71				
		32	140					225	175	110	85	130	8	5		
		36														
250	3780	32	140	225	175	110	85	130	8	5	18	71	28		0,4	1
		36		225	175	110	85					130				
		40	170					225	175	110	85		160			
		45														
500	3600	40	170	225	175	110	85	130	8	5	18	71	28		0,4	1
		45		225	175	110	85					130				
		50	210					226	176	110	85		160			
		56														
1000	2880	50	210	286	216	140	105	160		6	24	90	36		0,4	1
		56		286	216	140	105					160				
		63											110	36		

Муфты упругие со звездочкой (ГОСТ 14084–78)

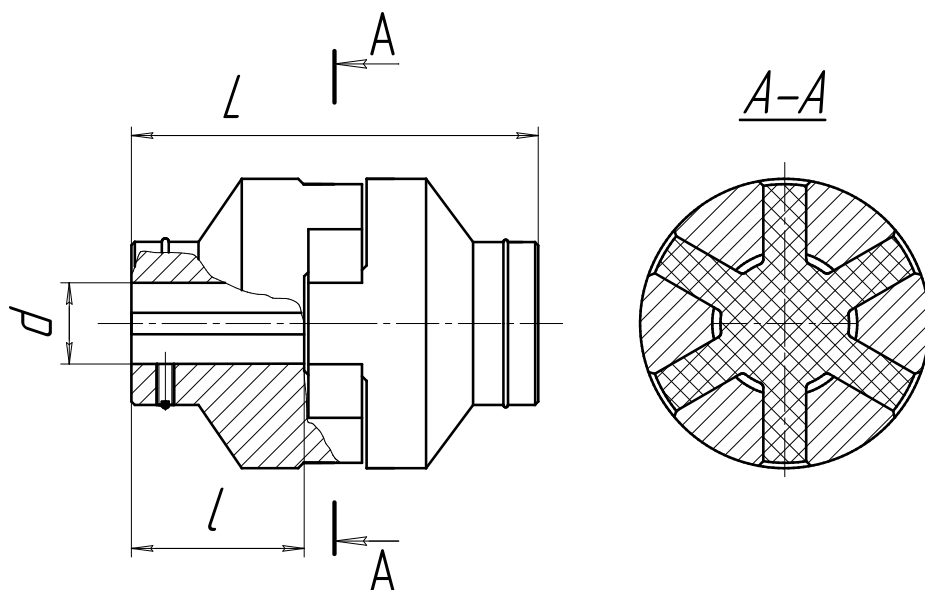


Таблица П27

Момент T , Н·м	Угловая скорость ω , не более	Отверстие, мм		Габаритные размеры, мм		Смещение осей валов, не более	
		d	l	L	D	радиальное, мм	угловое
16	400	12;14	25	71	53	0,2	1°30'
		16;18	28	77			
31,5	315	16;18;19	28	77	71		
		20;22	36	93			
63	235	20;22;24	36	100	85		
		25;28	42	112			
125	210	25;28	42	112	105	0,3	1°30'
		30;32;35;36	58	144			
250	160	32;35;36;38	58	147	135	0,4	1°
		40;42;45	82	195			
400	140	38	58	152	166		
		40;42;45;48	82	200			

Муфты упругие с торообразной оболочкой (ГОСТ 20884–82)

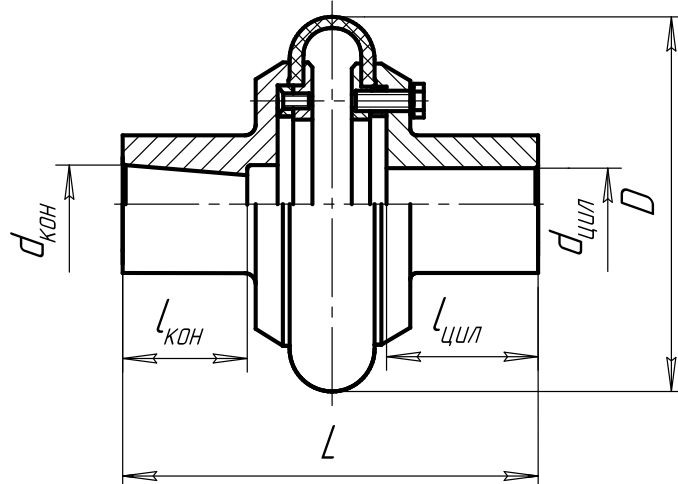


Таблица П28

Момент T , Н·м	Угловая скорость ω , не более	Отверстие, мм			Габаритные размеры, мм			Смещения осей валов, не более			
		d, d_1	$l_{\text{цил}}$	$l_{\text{кон}}$	$L_{\text{цил}}$	$L_{\text{кон}}$	D	Радиаль- ное, мм	Угловое	Осевое, мм	
40	315	18; 19	30	20	140	110	125	1	1°	1	
		20; 22; 24	38	26	150	125				1	
		25	44	28	160	140					
80	315	22; 24	38	26	160	140	160	1,6			2
		25; 28	44	28	180	150					
		30	60	40	220	190					
125	260	25; 28	44	28	180	160	180	2		2,5	
		30; 32 35; 36	60	40	220	200					
200	260	30; 32;35 36; 38	60	40	220	200	200	2		3	
		40	84	60	280	250					
250	210	32; 35; 36 38; 40	60	40	230	210	220	2,5		1°30'	3,6
		42; 45; 48	84	60	290	250					
315	210	36; 38; 40	60	40	240	220	250		3		4
		42; 45; 48; 50	84	60	300	270					
500	170	42; 45; 48 50; 55; 56	84	60	300	280	280	3,6			
800	170	48; 50; 55 56; 60	84	60	310	290	320				
		63	108	75	370	320					
1250	170	55; 56	84	60	320	310	360	3,6	4		
		60; 63; 65 70; 71; 75	108	75	390	360					

Таблица П29

Допуски соосности —, мкм

Интервал размеров, мм	Подшипники конические роликовые	Зубчатые колеса	Червячные колеса	Подшипники шариковые радиальные и радиально-упорные
		7-й и 8-й степеней точности		
Св. 18 до 30	10	16	25	25
"- 30 -" 50	12	20	30	30
"- 50 -" 120	16	25	40	40
"- 120 -" 250	20	30	50	50
"- 250 -" 400	25	40	60	60

Таблица П30

Допуски параллельности II и перпендикулярности $\sqrt{}$, мкм

Интервал размеров, мм	Степень точности			
	6	7	8	9
Св. 16 до 25	6	10	16	25
Св. 25 до 40	8	12	20	30
Св. 40 до 63	10	16	25	40
Св. 63 до 100	12	20	30	50
Св. 100 до 160	16	25	40	60
Св. 160 до 250	20	30	50	80
Св. 250 до 400	25	40	60	100

Таблица П31

Допуск формы цилиндрической поверхности ©, мкм

Интервал размеров, мм	Квалитеты			
	6	7	8	9
Св. 10 до 18	3	5	8	12
Св. 18 до 30	4	6	10	16
Св. 30 до 50	5	8	12	20
Св. 50 до 80	6	10	16	25
Св. 80 до 120	6	10	16	25
Св. 120 до 180	8	12	20	30
Св. 180 до 250	8	12	20	30

Примечание. Числовые значения допуска должны быть округлены в ближайшую сторону до стандартных по ГОСТ 24643–81 из ряда, мкм: 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30; 40; 50; 60.

Таблица П32

Посадки основных деталей передач

Рекомендуемые посадки	Пример соединения
$\frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}$	Зубчатые и червячные колеса на валы при тяжелых ударных нагрузках

$\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}$	Зубчатые и червячные колеса и зубчатые муфты на валы; венцы червячных колес на центр
$\frac{H7}{n6}; \frac{H7}{m6}; \frac{H7}{k6}$	Зубчатые колеса при частом демонтаже; шестерни на валах электродвигателей; муфты; мазеудерживающие кольца
$\frac{H7}{j_s6}; \frac{H7}{h6}; \frac{H7}{h7}$	Стаканы под подшипники качения в корпус; распорные втулки
$\frac{H7}{r6}$	Муфты при тяжелых ударных нагрузках
$\frac{H7}{j_s6}; \frac{H7}{h6}$	Шкивы и звездочки

Рекомендуемые посадки	Пример соединения
$\frac{H8}{h8}$	Распорные кольца; сальники
Отклонение вала $k6$	Внутренние кольца подшипников качения на валы
Отклонение отверстия $H7$	Наружные кольца подшипников качения в корпусе
Отклонение вала $m6, n6$	Внутренние кольца подшипников качения свыше 100 мм при тяжелых ударных нагрузках

Таблица П33

Нормальные линейные размеры из ГОСТ 6636–69

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Примечание. Под косой чертой приведены размеры посадочных мест для подшипников качения.

Болты с шестигранной головкой

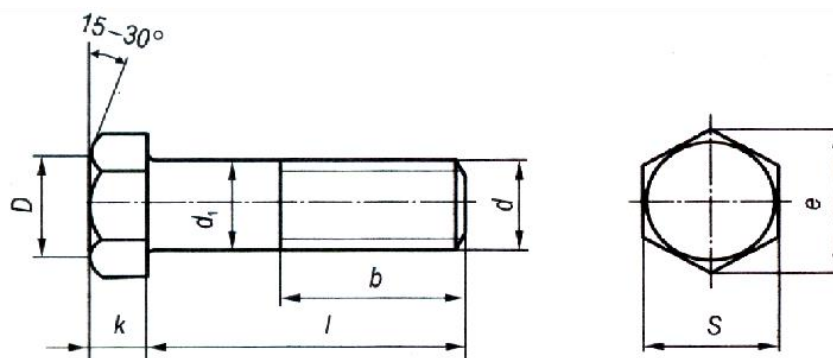


Таблица П34

Размеры болтов с шестигранной головкой класса точности В (ГОСТ 7798–70), мм

d	P		d_1	S	k	e	b
	крупный	мелкий					
M8	1,25	1	8	13	5,5	14,2	$b = l$ при $l \leq 25$, $b = 22$ при $l \geq 30$
M10	1,5	1,25	10	16	7,0	17,6	$b = l$ при $l \leq 30$, $b = 26$ при $l \geq 35$
M12	1,75	1,25	12	18	8,0	19,9	$b = l$ при $l \leq 30$, $b = 30$ при $l \geq 35$
M16	2	1,5	16	24	10,0	26,2	$b = l$ при $l \leq 40$, $b = 38$ при $l \geq 45$
M20	2,5	1,5	20	30	13,0	33,0	$b = l$ при $l \leq 50$, $b = 46$ при $l \geq 55$
M24	3	2	24	36	15,0	39,6	$b = l$ при $l \leq 60$, $b = 54$ при $l \geq 65$
M30	3,5	2	30	46	19,0	50,9	$b = l$ при $l \leq 70$, $b = 60$ при $l \geq 75$

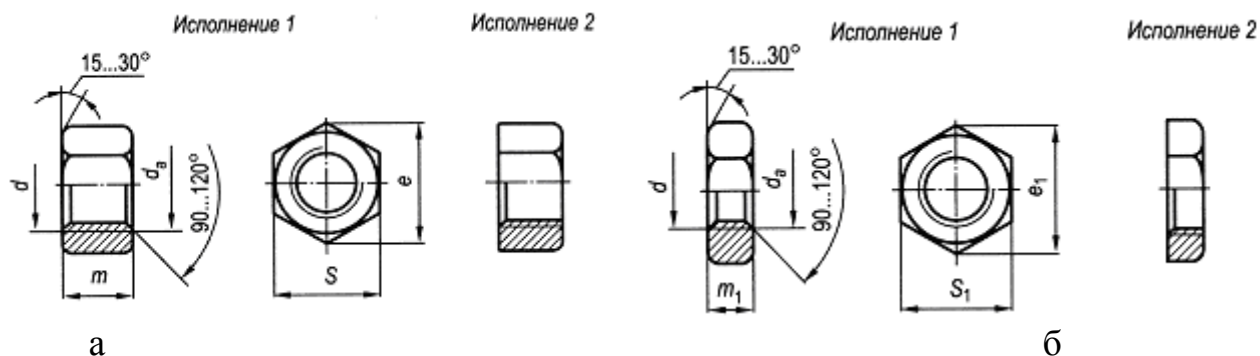
Длину l следует брать из ряда 10, 12, 14, 16, 20, 25, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 11, 120.

Примечание. Пример условного обозначения

Болт с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом и полем допуска 6g, длиной $l = 60$ мм, класса прочности 5.8, без покрытия:

Болт М12–6g×60. 5.8 ГОСТ 7798–70.

Гайки шестигранные



а – ГОСТ 5915–70; б – ГОСТ 5916–70 (гайки низкие)

Таблица ПЗ5

Размеры шестигранных гаек класса точности В, мм

d	P		S	S_1	e_1	e	m	m_1
	крупный	мелкий			не менее			
8	1,25	1	13	12	13,1	14,2	6,5	4
10	1,5	1,25	17	14	15,3	18,7	8,0	5
12	1,75	1,25	19	17	18,7	20,9	10	6
(14)	2	1,5	22	19	20,9	23,9	11	7
16	2	1,5	24	22	23,9	26,2	13	8
(18)	2,5	1,5	27	24	26,2	29,6	15	9
20	2,5	1,5	30	27	29,6	33,0	16	10
(22)	2,5	1,5	32	30	33,00	35,0	18	11
24	3	2	36	32	35,0	39,6	19	12
(27)	3	2	41	36	39,6	45,2	22	13,5
30	3,5	2	46	41	45,2	50,9	24	15
36	4	3	55	50	55,4	60,8	29	18
42	4,5	3	65	60	66,4	71,3	31	21
48	5	3	75	70	76,9	82,6	38	24

Пример условного обозначения гайки исполнения 1 с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом и полем допуска 6H, класса прочности 5, без покрытия:

Гайка М12–6H.5 ГОСТ 5915–70.

Шайбы пружинные

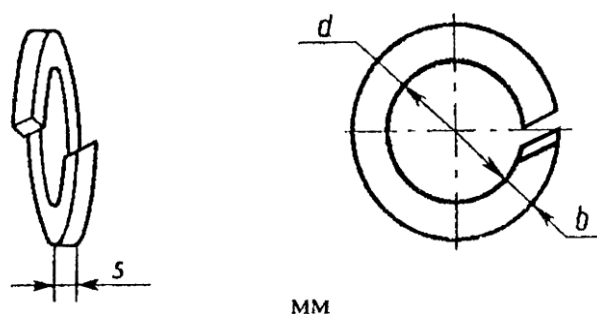


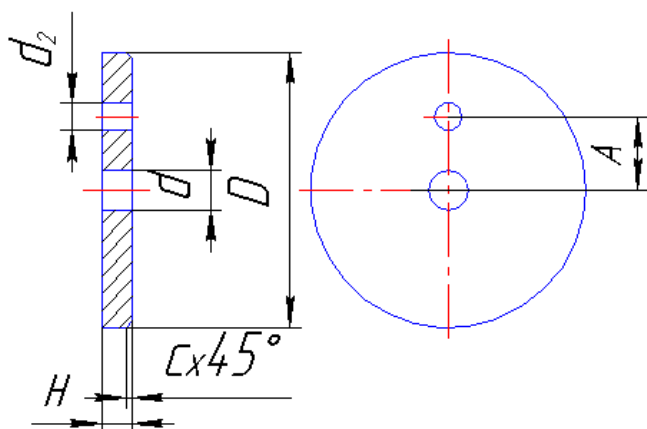
Таблица ПЗ6

Номинальные диаметры резьбы болта, винта, шпильки	d	$s = b$	Номинальные диаметры резьбы болта, винта, шпильки	d	$s = b$
6	6,1	1,6	16	16,3	4,0
8	8,1	2,0	20	20,5	5,0
10	10,1	2,5	24	24,5	6,0
12	12,1	3,0			

Пример условного обозначения пружинной шайбы для болта диаметром 12:
Шайба 12 ГОСТ 6402-70.

Шайбы концевые

Шайба



Пример применения

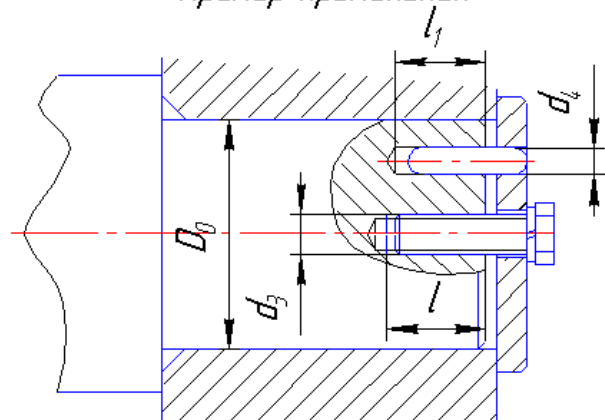


Таблица ПЗ7

Обозначение	D	H	A	d	d_2	c	D_0	d_3	d_4K7	l	l_1	Болт по ГОСТ 7798-70	Штифт по ГОСТ 3128-70
7019-0623	32	5	9	6,6	4,5	1,0	24...28	M6	4	18	12	M6×16	4m6×12
7019-0625	36		10				28...32						
7019-0627	40		10				32...36						
7019-0629	45		12				36...40						
7019-0631	50		16				40...45						
7019-0633	56	6	16	9,0	5,5	1,6	45...50	M8	5	22	16	M8×20	5m6×16
7019-0635	63		20				50...55						
7019-0637	67		20				55...60						
7019-0639	71		25				60...65						
7019-0641	75		25				65...70						
7019-0643	85		28				70...75						

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Решетов, Д.Н.** Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. **Иванов, М.Н.** Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1998.
3. **Анфимов, М.Н.** Редукторы / М.Н. Анфимов. – М.: Машиностроение, 1993.
4. **Дунаев, П.Ф.** Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высшая школа, 1985. – 416 с.
5. **Чавтараева, Т.С.** Проектирование приводов стационарных сельскохозяйственных машин: учебное издание / Т.С. Чавтараева. – М.: МГАУ, 2001.
6. **Бабков, В.В.** Учебное пособие по курсовому проектированию, приводные установки сельскохозяйственного назначения / В.В. Бабков [и др.]. – М.: МИИСП, 1979.
7. **Мягков, В.Д.** Краткий справочник конструктора / В.Д. Мягков. – Л.: Машиностроение, 1975.
8. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / Под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2011. – 512 с.
9. ГОСТ 2.309–73. ЕСКД. Обозначения шероховатости поверхности.
10. Приводы машин. Справочник; под ред. В.В. Длоутого. – Л.: Машиностроение, 1982.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчет привода.....	4
Глава 2. Расчет ременных передач	11
Глава 3. Расчет цепных передач	20
Глава 4. Выбор стандартных редукторов	26
Глава 5. Расчет цилиндрических зубчатых передач	28
Глава 6. Расчет конических зубчатых передач.....	40
Глава 7. Расчет червячных передач.....	44
Глава 8. Расчет валов редукторов.....	49
Глава 9. Расчет шпоночных соединений	57
Глава 10. Подбор подшипников	59
Глава 11. Проверочный расчет болтов крепления редуктора к раме	64
Глава 12. Компенсирующие муфты приводов	67
Глава 13. Конструирование приводов.....	68
Глава 14. Сборочный чертеж тихоходного вала редуктора	845
Глава 15. Выполнение рабочих чертежей деталей	94
Приложение.....	107
Список литературы.....	114

Учебное пособие

КАЗАНЦЕВ Сергей Павлович
МАТВЕЕВ Владимир Афанасьевич
МЕЛЬНИКОВ Олег Михайлович

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДОВ

Техн. редактор *Т.Б. Самсонова*

Подписано к печати 18.05.2016. Формат 60×84/16. Уч.-изд. л. 8,7.
Усл.-печ. л. 8,13. Тираж 300 экз. Заказ № 97

Отпечатано в издательском центре ВНИИГиМ имени А.Н. Костякова
127550, Москва, ул. Б. Академическая, 44, к. 2, тел. (915) 414-60-65