



**Уральский
федеральный
университет**

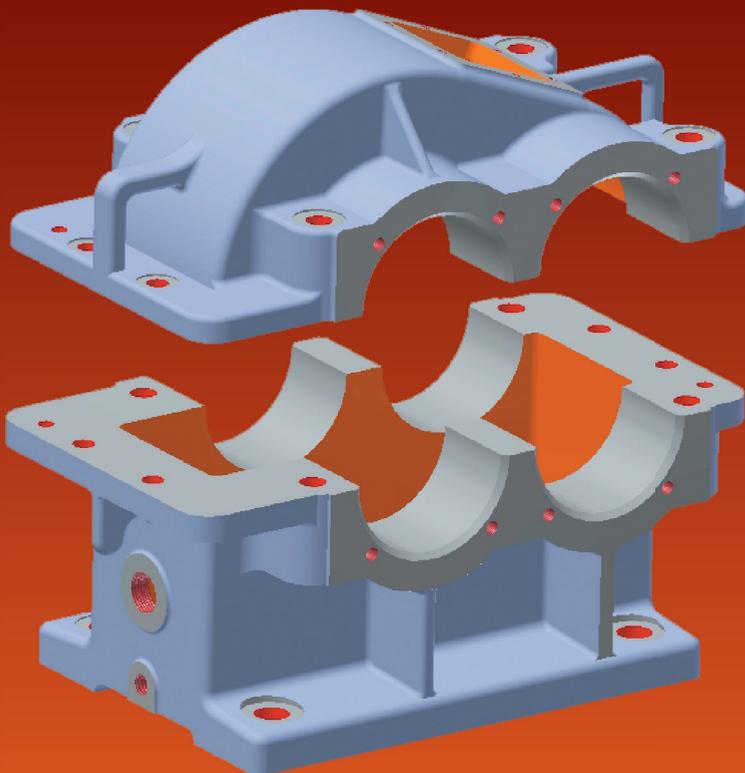
имени первого Президента
России Б.Н.Ельцина

**Институт новых материалов
и технологий**

**Л. В. МАЛЬЦЕВ
С. В. ПАРЫШЕВ**

КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Учебное пособие



Министерство образования и науки Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

Л. В. Мальцев
С. В. Парышев

КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов вуза, обучающихся
по направлениям подготовки:

- 14.05.02 — Атомные станции: проектирование,
эксплуатация и инжиниринг;
- 13.03.02 — Электроэнергетика и электротехника;
- 13.03.01 — Теплоэнергетика и теплотехника

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2017

УДК 62-11(075.8)

ББК 34.42я73

М21

Рецензенты:

кафедра «Тракторы и автомобили» Уральского государственного аграрного университета (завкафедрой канд. техн. наук, доц. Л. А. Новопашин); канд. техн. наук, проф. Э. А. Бубнов (Уральский государственный архитектурно-художественный университет)

Научный редактор — канд. техн. наук, доц. С. В. Бутаков

Мальцев, Л. В.

М21 Конструирование деталей общего назначения: учебное пособие / Л. В. Мальцев, С. В. Парышев. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2017. — 120 с.

ISBN 978-5-7996-2168-1

Учебное пособие соответствует программам курсов «Прикладная механика», «Механика», «Детали машин и основы конструирования», включает необходимые теоретические сведения и расчетные зависимости, используемые при конструировании деталей общего назначения, выполнении курсового проекта, а также при подготовке к сдаче зачетов и экзаменов.

Учебное пособие предназначено для студентов технологических специальностей как очной формы обучения, так и заочной.

Библиогр.: 5 назв. Табл. 37. Рис. 60.

УДК 62-11(075.8)

ББК 34.42я73

ISBN 978-5-7996-2168-1

© Уральский федеральный университет, 2017

Оглавление

Введение.....	5
1. Эскизная компоновка одноступенчатого редуктора	7
1.1. Методика конструирования валов	7
1.2. Последовательность выполнения эскиза	10
1.3. Конструктивная проработка валов	15
2. Расчет валов.....	19
2.1. Определение нагрузки на валы.....	19
2.2. Построение расчетных схем и эпюр изгибающих и крутящих моментов и нормальных сил	22
2.3. Расчет вала на усталость	25
3. Конструирование зубчатых колес.....	26
4. Установка зубчатых колес на валу	32
5. Конструирование подшипниковых узлов	37
5.1. Установка подшипников	37
5.2. Конструирование подшипниковых крышек и выбор уплотнений	40
5.3. Вычерчивание подшипников	48
5.4. Посадки подшипников	48
6. Конструирование корпусных деталей.....	51
6.1. Штифтовые соединения.....	56
6.2. Конструктивные элементы, связанные с системой смазки редуктора	57
6.3. Конструирование смотрового люка	59
6.4. Конструктивные элементы, связанные с системой контроля уровня смазки редуктора.....	61

7. Смазывание редуктора	64
8. Сборочный чертеж редуктора	67
9. Выполнение рабочих чертежей деталей	72
9.1. Обозначение шероховатости	73
9.2. Технические требования	75
9.3. Особенности чертежа зубчатого колеса	76
10. Дополнительные материалы для самостоятельной работы студентов	81
10.1. Оформление пояснительной записки	81
10.2. Содержание и типовые задания.....	87
10.3. График выполнения.....	96
10.4. Порядок защиты и критерии оценивания	97
10.5. Вопросы для подготовки к защите	97
Библиографический список.....	104
Приложение	105

Введение

Общие методы расчета и конструирования изучаются на примере деталей и сборочных единиц (узлов) общего назначения, т. е. таких, которые применяются практически во всех машинах. К деталям и узлам общего назначения относятся:

- ◆ передаточные механизмы, предназначенные для преобразования движения при передаче его от двигателя к исполнительному механизму машины;
- ◆ детали и узлы для поддержания вращательного движения (валы и оси, подшипники, муфты);
- ◆ детали соединений (резьбовых, сварных, шпоночных, шлицевых, посадкой с натягом);
- ◆ упругие элементы конструкций (пружины, рессоры);
- ◆ корпусные детали и крышки и т. п.

Овладев знаниями и навыками по расчету и конструированию на примере деталей общего назначения, будущий специалист может применить их при создании конструкций специального назначения: валков прокатных станов, лопаток турбин, сепараторов и т. д.

Проектирование нового технического объекта включает расчеты и конструирование.

Работоспособность конструкции определяется соответствием ряду критериев, основными из которых являются прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость и виброустойчивость.

Расчет по критериям работоспособности во многом сводится к использованию готовых формул и зависимостей. Трудности у студента начинаются, когда возникает необходимость самостоятельного решения конструкторской задачи. При этом студент должен не только выбрать вариант типовой конструкции, но и обосновать свой выбор.

Рекомендации по конструированию деталей и сборочных единиц, приведенные в учебниках, справочниках и атласах конструкций, предназначены в основном для будущих конструкторов.

Настоящее пособие предназначено для облегчения процесса освоения основ конструирования студентами, обучающимися по программам бакалавриата и специалитета немашиностроительных направлений и профилей.

Наиболее подходящим объектом для обучения основам расчета и конструирования является электромеханический привод какой-либо технологической машины, состоящей из электродвигателя и механической передачи вращательного движения, включающей понижающую зубчатую передачу (редуктор) и передачу с гибкой связью (ременную или цепную).

Выбор такого объекта определяется тем, что, во-первых, большинство современных машин имеет аналогичный привод и, во-вторых, редуктор включает зубчатую передачу, валы, подшипники и корпусные детали. Для передачи вращения от двигателя к редуктору или от редуктора к валу исполнительного механизма служат приводные муфты. Перед тем как приступить к проектированию привода технологической машины, студент должен изучить вопросы конструирования многих деталей общего назначения.

Дополнительные материалы по оформлению курсового проекта, предусмотренного программой обучения, и заданий для самостоятельной работы приведены в гл. 10.

В качестве примера рассмотрим одноступенчатый цилиндрический редуктор.

1. Эскизная компоновка одноступенчатого редуктора

1.1. Методика конструирования валов

После выполнения расчетов передач и предварительного расчета валов, в результате которого определяются диаметры валов из условия прочности на кручение по пониженным допускаемым напряжениям, необходимо выполнить предварительную конструкторскую проработку с целью определения расстояний между сечениями валов, в которых приложена нагрузка. Знание этих расстояний необходимо для расчета валов на усталость.

Так как валы из условия сборки и необходимости фиксации посаженных на них деталей в осевом направлении имеют ступенчатую форму, целесообразно определить размеры ступеней уже на этом этапе работы.

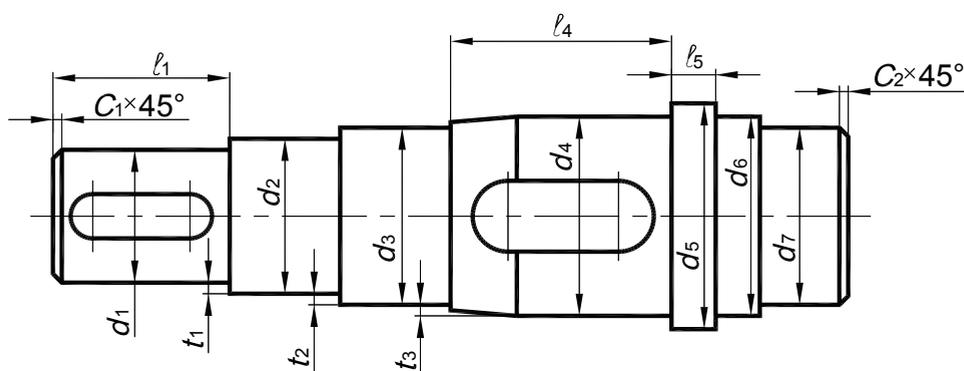


Рис. 1.1

Типовые конструкции тихоходного и быстроходного валов представлены на рис. 1.1 и 1.2. Валы имеют по 7 ступеней с размерами

d_i и l_i . На все номинальные размеры, как определенные расчетом, так и принимаемые конструктивно, распространяются требования ГОСТ 6636–80 «Нормальные линейные размеры». Диаметр первой ступени d_1 определен предварительным расчетом. При этом необходимо учитывать, что он не только должен соответствовать ряду R_{d40} ГОСТ 6636–80, но и быть согласованным с диаметром вала двигателя в том случае, если вал соединяется муфтой с валом двигателя. Отличие в этом случае не должно превышать $\pm 20\%$, т. е.

$$d_1 = (0,8 \dots 1,2) d_d,$$

где d_d — диаметр вала двигателя.

Диаметр участка вала, контактирующего с уплотнением, предварительно рекомендуется принимать равным

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t_1,$$

где t — размер заплечика.

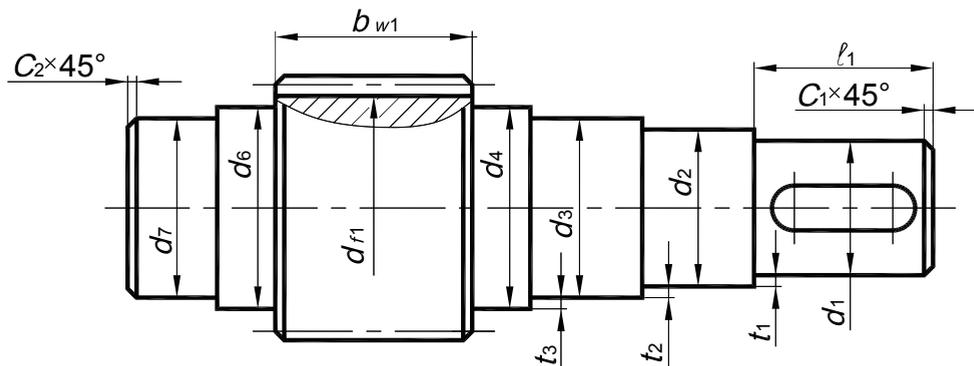


Рис. 1.2

Размеры заплечиков t_i определяются из условия надежной осевой фиксации посаженной на вал детали (зубчатого колеса, полумуфты, шкива, звездочки и т. п.) и могут быть определены из табл. 1.1. Окончательно диаметр d_2 принимается по размеру уплотнения.

Таблица 1.1

Рекомендуемый размер заплечика

Диаметр вала, мм	25–30	32–40	42–50	52–60	62–70	71–85
Размер заплечика, мм	2,2	2,5	2,8	3,0	3,3	3,5

Предварительно диаметр d_3 определяется как

$$d_3 = d_2 + 2 \cdot t_2.$$

Окончательно размер d_3 выбирается по размеру внутреннего кольца подшипника. Возможен вариант конструкции вала, при котором номинальные размеры d_2 и d_3 равны между собой, а различие действительных размеров достигается назначением различных допусков. Рекомендуется для диаметра d_2 назначать поле допуска, соответствующее посадке с зазором (например, $d9$), для диаметра d_3 — переходной посадке ($k6$ или $m6$).

Диаметр участка вала, на который посажено зубчатое колесо, определяется как

$$d_4 = d_3 + 2 \cdot t_3.$$

Размер d_4 должен соответствовать ряду R_{a40} ГОСТ 6636–80.

Диаметр буртика, предназначенного для осевой фиксации зубчатого колеса d_5 , рекомендуется определять из соотношения

$$d_5 = (1,07 \dots 1,10)d_4.$$

Диаметр d_6 ступени вала, обеспечивающей осевую фиксацию подшипника, кроме того, должен позволять при демонтаже подшипника прикладывать силу к его внутреннему кольцу (рис. 1.3). Этот диаметр для каждого размера подшипника указан в каталоге.

Диаметр d_7 (под второй подшипник) равен диаметру d_3 .

Размеры ступеней вала в осевом направлении ℓ_i определяются в основном при дальнейшем конструировании с учетом размеров корпусных деталей, способа смазки подшипников, прочности соединений типа вал–ступица и т. п.

Относительно некоторых из них можно привести общие рекомендации. Длина выходного участка вала ℓ_1 определяется размерами детали, посаженной на вал (полумуфты, шкива, звездочки и т. п.). Ориентировочно можно принять

$$\ell_1 = (1,5 \dots 2,0)d_1$$

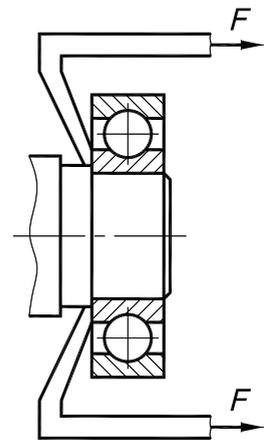


Рис. 1.3

и уточнить по прочности шпоночного соединения. В случае использования на первом участке муфты длина ℓ_1 выбирается по длине полумуфты.

Размер участка вала под посадку зубчатого колеса ℓ_4 должен быть на 2...3 мм меньше длины ступицы зубчатого колеса, но при этом не меньше ширины венца зубчатого колеса, т. е.

$$\ell_4 = \ell_{\text{ст}} - (2...3) \geq b_{w2},$$

где $\ell_{\text{ст}}$ — длина ступицы зубчатого колеса; b_{w2} — ширина венца зубчатого колеса.

Размер буртика ℓ_5 рекомендуется определять как

$$\ell_5 = 0,1d_4.$$

Часто при конструировании быстроходных валов редукторов является целесообразным изготовление шестерни за одно целое с валом. Ориентировочно можно считать экономически оправданным применение вала—шестерни, если

$$d_{\text{л}} < d_4 + 7m,$$

где m — модуль шестерни, $d_{\text{л}}$ — диаметр окружности впадин шестерни. Эскиз вала—шестерни показан на рис. 1.2. Размеры ступеней определяются аналогично описанному выше.

1.2. Последовательность выполнения эскиза

Эскизную компоновку предпочтительно выполнять на миллиметровой бумаге или на компьютере в графическом пакете в масштабе 1 : 1. Вначале проводят оси валов на межосевом расстоянии a_w друг от друга (см. рис. 1.4). Зубчатые колеса на этом этапе можно изобразить в виде проекций начальных цилиндров с размерами: шестерня d_{w1} и b_{w1} , колесо зубчатое d_{w2} и b_{w2} . Положение внутренней стенки корпуса редуктора определяется наименьшим расстоянием между подвижными деталями и корпусом. На рис. 1.4 это расстояние a от торца начального цилиндра шестерни до внутренней стенки корпуса, которое можно принять $a = 5m$.

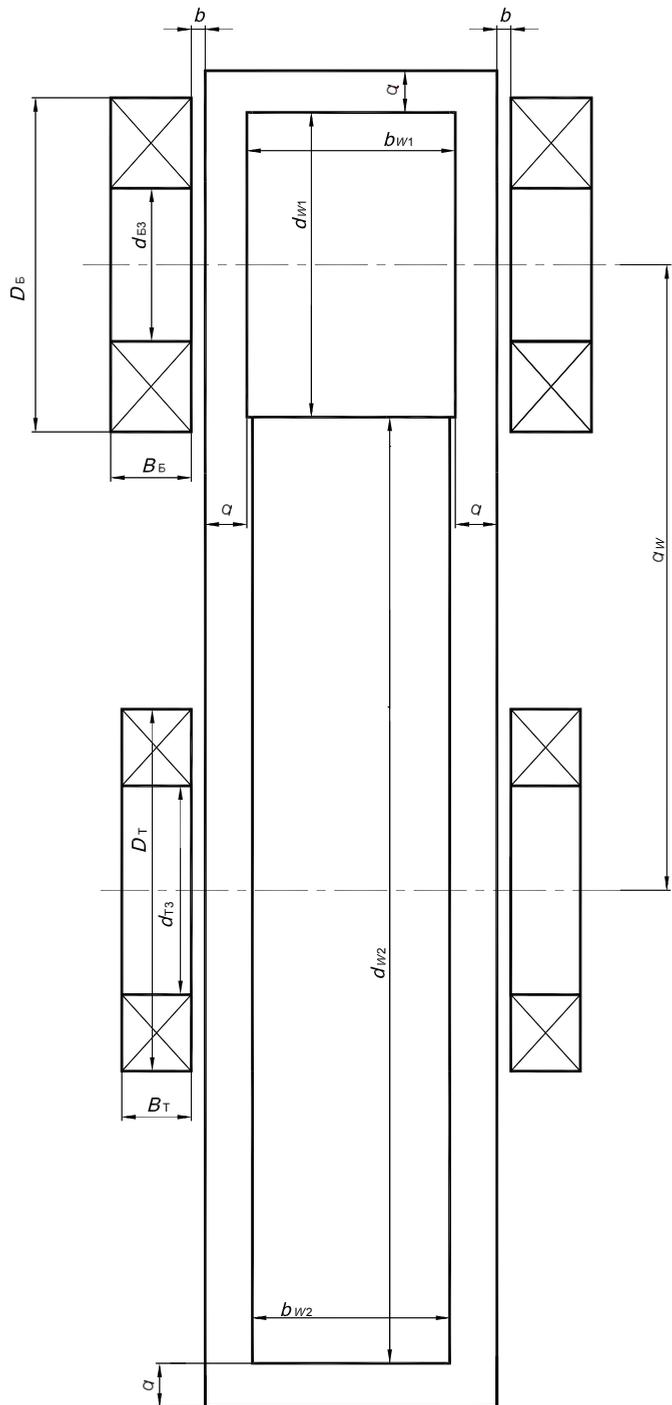


Рис. 1.4

1.2.1. Предварительный выбор подшипников

После построения внутренней границы корпуса редуктора следует выбрать и расположить подшипники. Для опор валов цилиндрических зубчатых передач чаще всего выбираются подшипники шариковые радиальные однорядные. Реже для опор плавающих валов передач с шевронными зубчатыми колесами применяют радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами. Предварительно выбирается подшипник по диаметру 3-й ступени вала $d_{Б3}$ и $d_{Т3}$, для быстроходных валов подшипники средней серии, для тихоходных валов — легкой серии. По табл. П1–П4 определяются диаметр наружного кольца $D_Б$ и $D_Т$, ширина подшипника $B_Б$ и $B_Т$.

1.2.2. Смазывание подшипников

Дальнейшее конструирование подшипниковых узлов связано со способом смазывания подшипников. В наших конструкциях применяют либо смазывание пластичной смазкой, закладываемой в подшипник при сборке, либо брызгами жидкой смазки, заливаемой в картер редуктора для смазывания зубчатых колес.

Если выбран первый способ смазывания, то для предотвращения вымывания пластичной смазки из подшипника используются мазеудерживающие кольца. Размеры мазеудерживающих колец и их установка показаны на рис. 1.5 и в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Размеры мазеудерживающих колец

Диаметр наружного кольца подшипника D , мм	до 80	80...150	150...200
a , мм	6	8	9
t , мм	2	2	3

Примечание. d_1 выбирается по диаметру буртика вала или по внутреннему кольцу подшипника; $D_1 = D - 2C$; B — согласно конструкции подшипникового узла.

При смазывании подшипников жидкой смазкой и в случае, если зацепление зубьев шестерни и колеса происходит в зоне подшипников и зубчатые колеса косозубые или шевронные, для предотвращения избытка масла в подшипниках они защищаются маслоотража-

тельными кольцами, конструкция и установка которых представлены на рис. 1.6 и в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Размеры маслоотражательных колец

Диаметр наружного кольца подшипника D , мм	до 80	80...150	150...200
a , мм	1	2	3
B , мм	8	12	15

d_1 выбирается по диаметру буртика вала или по внутреннему кольцу подшипника;
 $D_1 = D - 2C$.

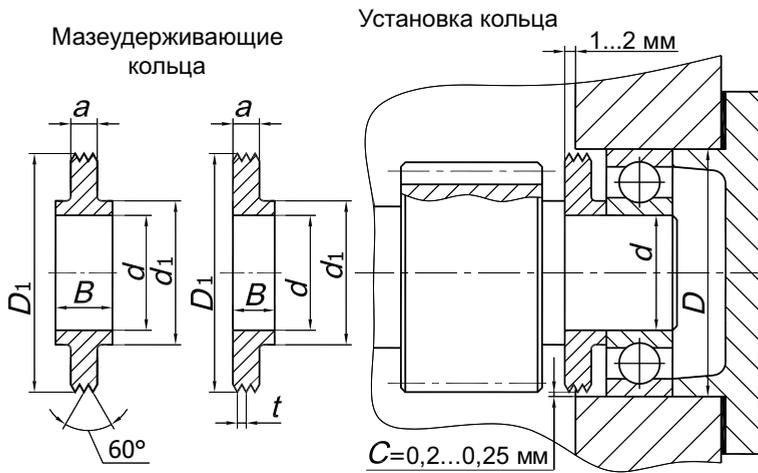


Рис. 1.5

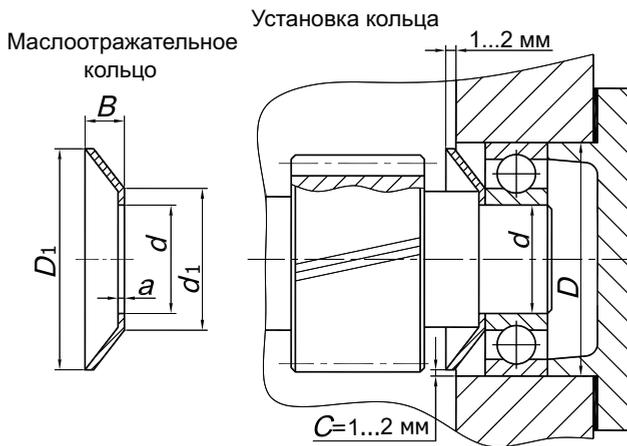


Рис. 1.6

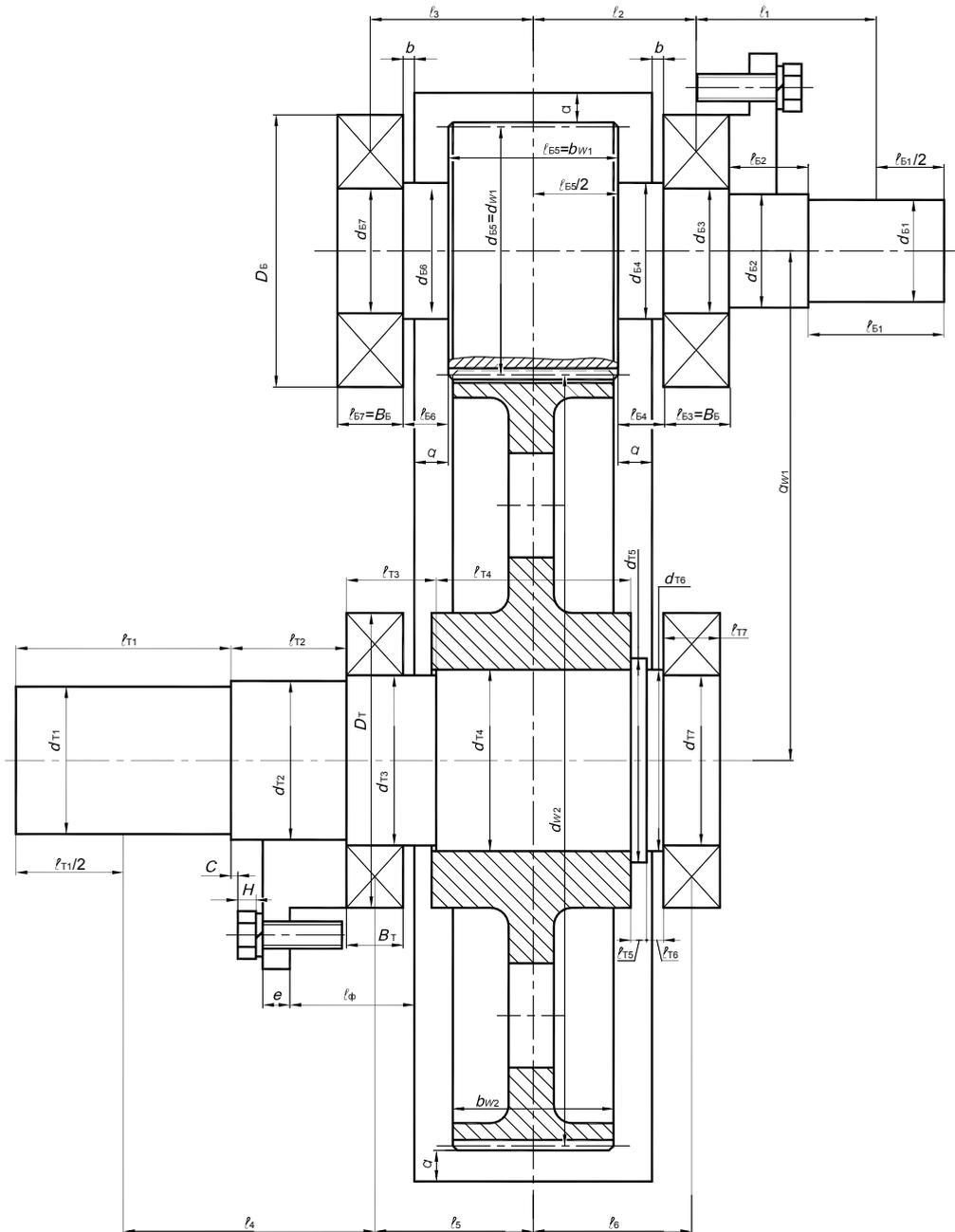


Рис. 1.7

Для описанных выше случаев расстояние от внутренней стенки корпуса редуктора до внутреннего торца подшипников b (см. рис. 1.4) определяется размерами маслоотражательных или мазедерживающих колец. Если же подшипники смазываются разбрызгиванием и зубчатые колеса прямозубые (как в примере), то размер b можно принять 3...5 мм во избежание так называемого «кромочного эффекта». При пластичной смазке — 10...12 мм; для самоустанавливающего вала шевронной цилиндрической передачи — 12...15 мм независимо от способа смазки подшипников. Желательно также, чтобы подшипники быстроходного и тихоходного валов были выровнены по внутренним торцам.

Вычерчивают (см. рис. 1.4) предварительно выбранные подшипники по диаметрам $d_{Б3}$ для быстроходного и $d_{Т3}$ тихоходного валов.

1.3. Конструктивная проработка валов

При дальнейшей конструктивной проработке вычерчиваются быстроходный и тихоходный валы, размеры ступеней которых (d_i и ℓ_i) определены в соответствии с приведенными выше рекомендациями.

Развитие конструкции, представленной на рис. 1.4, показано на рис. 1.7.

Представленное изображение создавалось в следующей последовательности. После изображения осей валов, начальных цилиндров шестерни и колеса, определения расположения внутренней стенки корпуса и изображения подшипников (см. рис. 1.4) определяются диаметры ступеней валов: быстроходного $d_{Бi}$ и тихоходного d_{Ti} . Определив диаметр пятой ступени быстроходного вала как

$$d_{Б5} = d_{Б4} + 2t_4,$$

решают вопрос о том, выполняется шестерня заодно с валом (вал—шестерня) или отдельно. Чаще быстроходный вал выполняется в виде вала—шестерни, как это показано на примере. Нередко случается, что диаметр окружности впадин шестерни $d_{л}$ меньше диаметра 4-й ступени $d_{Б4}$. В этом случае четвертый, пятый и шестой участки быстроходного вала имеют конструкции, показанные на рис. 1.8.

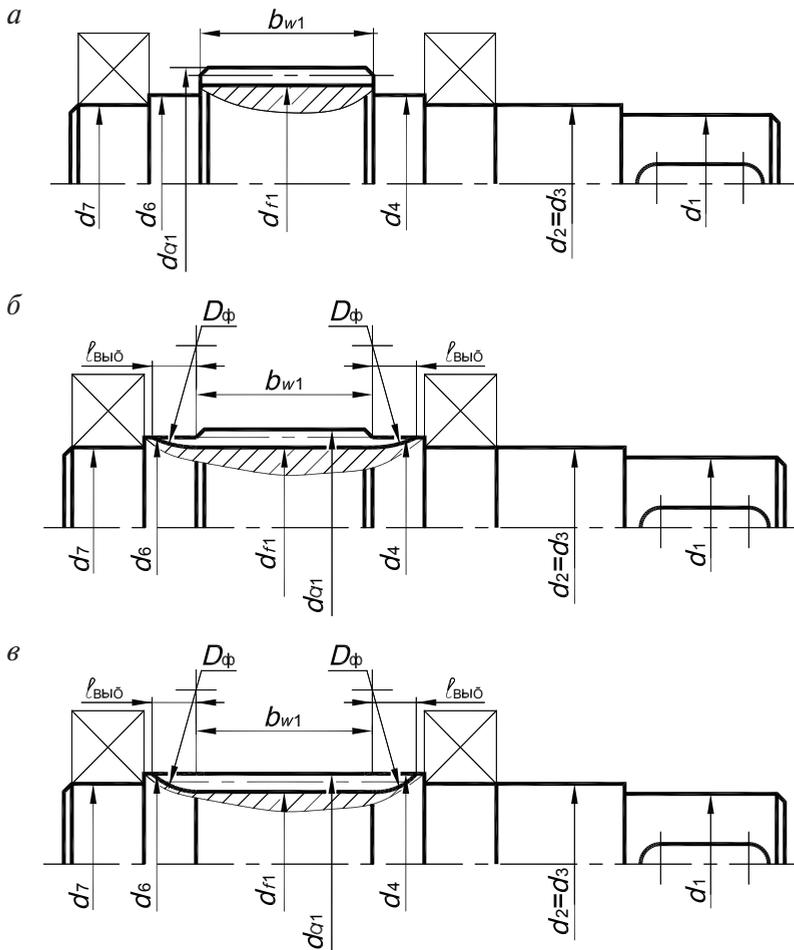


Рис. 1.8

$D_{\text{ф}}$ — диаметры фрез для нарезания зубьев, значения которых, в зависимости от модуля m и степени точности $n_{\text{СТ}}$, приведены в табл. 1.4 [1].

Таблица 1.4

Размеры диаметра фрезы

m , мм		2,0...2,25	2,5...2,75	3,0...3,75	4,0...4,5	5,0...5,5	6,0...7,0
$D_{\text{ф}}$, мм при степени точности	7	90	100	112	125	140	160
	8, 9	70	80	90	100	112	125

Затем следует определить длину ступицы колеса $l_{\text{СТ}}$ из соотношения

$$l_{\text{СТ}} = 1,2d_{\text{Т4}},$$

при этом желательно, чтобы она была не меньше, чем ширина венца колеса, т. е. $l_{CT} \geq b_{w2}$.

Тогда длина 4-го участка тихоходного вала равна

$$l_{T4} = l_{CT} - (2...3).$$

В результате определены длины участков валов l_{B3} , l_{B6} , l_{B7} , l_{T3} , l_{T7} и $(l_{T5} + l_{T6})$.

При этом студент должен иметь в виду, что из условия симметричности конструкции:

$$l_{B4} = l_{B6};$$

$$l_{T3} = l_{T5} + l_{T6} + l_{T7};$$

$$l_{T5} + l_{T6} = a + b.$$

Следующий шаг — это определение длин участков валов, контактирующих с уплотнениями l_{T2} и l_{B2} . Эти участки валов выходят за пределы корпуса редуктора и их длины определяются размерами корпусных деталей. На рис. 1.7 показана размерная цепь, позволяющая определить l_{T2} ,

$$l_{T2} = l_{\Phi} + e + H + C - b - B_T,$$

где l_{Φ} — ширина фланца соединения крышки и основания корпуса редуктора, определяемая в свою очередь в зависимости от толщины стенки корпуса и диаметра болта, соединяющего крышку и основание корпуса; e — толщина фланца подшипниковой крышки; H — высота головки болта крепления крышки; C — рекомендуемое расстояние между подвижными и неподвижными деталями, принимаемое равным 5...10 мм; b — расстояние от торца подшипника до стенки корпуса; B_T — ширина подшипника тихоходного вала.

На этом этапе работы можно предварительно принять длины участков валов l_{T2} и l_{B2} равными диаметру участка d_{T2} и в дальнейшем уточнить эти размеры в соответствии с размерами корпуса.

Длины участков на входе l_{B1} и выходе l_{T1} редуктора определяются размерами присоединяемых деталей. Если на этих участках расположены муфты, то желательно выбрать их уже на этом этапе работы. Рекомендуется выбрать для быстроходного вала упругую муфту, предпочтительно упругую втулочно-пальцевую (МУВП). Параметры этих муфт приведены в табл. П. 5. Для тихоходного вала следует выбрать

муфту жесткую компенсирующую (зубчатую или цепную), параметры которых представлены в табл. П. 6 и П. 7. Выбор осуществляется по диаметру соответствующего участка вала и величине передаваемого крутящего момента с учетом режима работы муфты. Выбрав муфту, определяют длину участка $\ell_{Б1}$ и (или) $\ell_{Т1}$ как $L/2 - (3...5)\text{мм}$, где L — длина муфты.

Если на входном и выходном участках валов редуктора посажены шкивы ременной передачи или звездочки цепной передачи, то длину участков $\ell_{Б1}$ и $\ell_{Т1}$ следует принять соответственно

$$\ell_{Б1} = 1,6d_{Б1},$$

$$\ell_{Т1} = 1,6d_{Т1},$$

которые в дальнейшем уточняются расчетом соединения типа вал—ступица (шпоночного или шлицевого).

Выполненные построения позволяют определить расстояния ℓ_1 , ℓ_2 , ℓ_3 , ℓ_4 , ℓ_5 и ℓ_6 между сечениями валов в которых приложена нагрузка (силы и моменты). В зубчатом зацеплении нагрузку, распределенную по длине зуба, представляют в виде равнодействующей, приложенной по середине зуба. Далее раскладываем ее на составляющие: окружную F_r , радиальную F_r и осевую F_a . Для зубчатых колес с шевронным зубом силы прикладываем по середине каждого из полушевроннов. Подшипники качения для выполнения проверочного расчета валов моделируются шарнирными опорами. В радиальных подшипниках опорными сечениями считают сечения, совпадающие с серединой подшипника. Силы и моменты, с которыми на валы действуют муфты, шкивы и звездочки, полагают приложенными по середине участков, на которых посажены эти детали.

2. Расчет валов

2.1. Определение нагрузки на валы

Каждый из валов редуктора работает в условиях сложного сопротивления. Он подвержен деформациям изгиба, кручения и, в случае непрямоугольных колес, если осевая сила передается на вал, то и сжатия. В этом случае применяют принцип независимости действия сил, т. е. рассматривают отдельно изгиб в каждой из взаимно перпендикулярных плоскостей. Кручение и сжатие и результаты воздействия каждого вида нагружения рассматриваются совместно при проверочном расчете вала.

Типовая схема нагружения валов редуктора представлена на рис. 2.1. В этом примере редуктор одноступенчатый с цилиндрическими косозубыми зубчатыми колесами. Оси валов расположены в горизонтальной плоскости. На входном валу посажен ведомый шкив ременной передачи, которая также горизонтальна. От редуктора вращение передается исполнительному механизму посредством зубчатой муфты. Быстроходный вал при взгляде с левого торца вращается по часовой стрелке (см. направление ω_1 на рис. 2.1). Направление линии зуба шестерни — правое. В соответствии с этим определены направления окружной, радиальной и осевой сил, действующих на зуб шестерни и колеса. Значения сил определены при расчете зубчатой передачи как

$$|F_{t1}| = |F_{t2}| = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{w1}};$$

$$|F_{r1}| = |F_{r2}| = F_{t1} \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta};$$

$$|F_{a1}| = |F_{a2}| = F_{t1} \operatorname{tg} \beta,$$

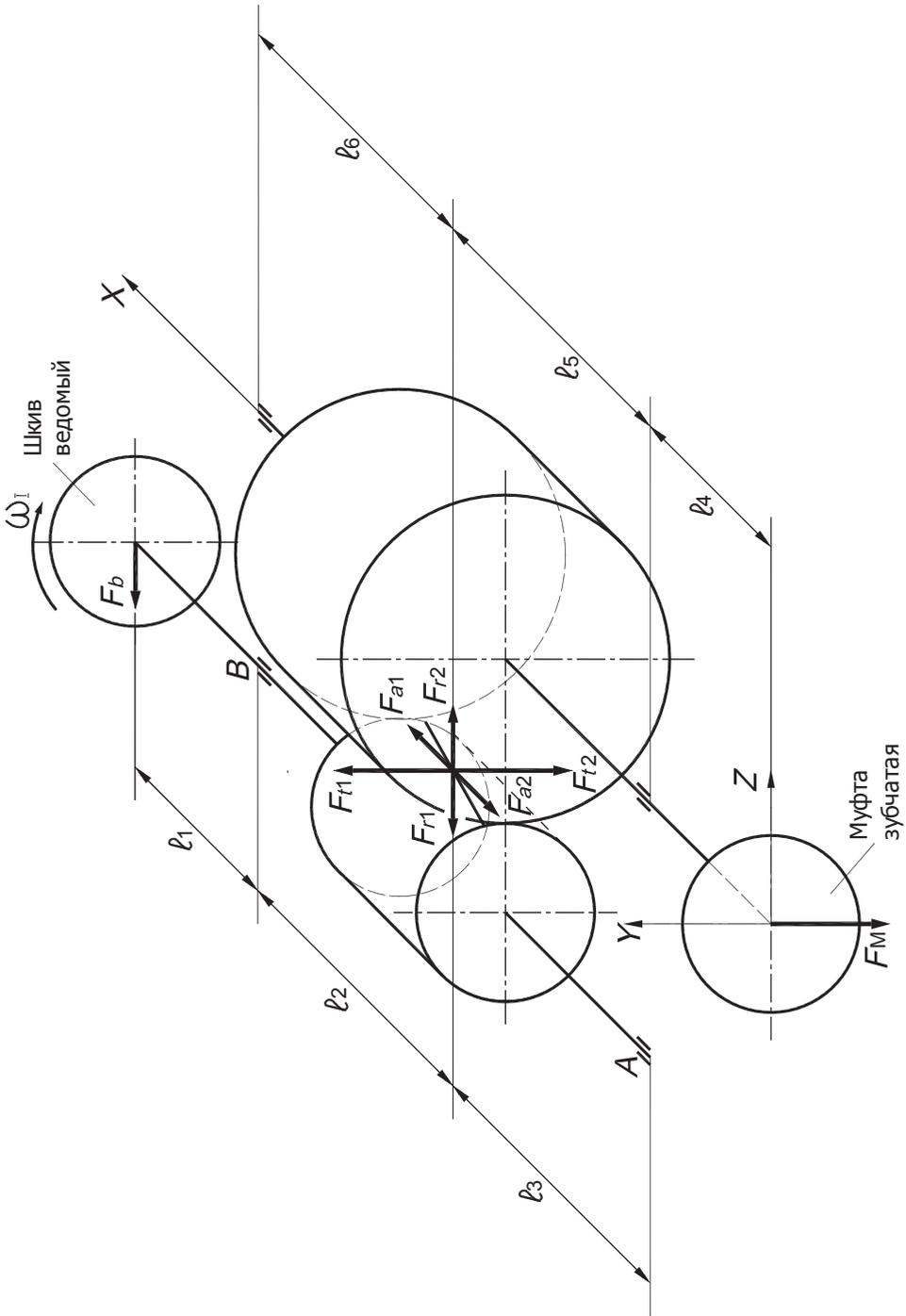


Рис. 2.1

где T_1 — крутящий момент на шестерне, Н·м; d_{w1} — диаметр начальной окружности шестерни, мм; α_w — угол зацепления; β — угол наклона зуба.

Сила, действующая на быстроходный вал со стороны шкива F_b , определена при расчете ременной передачи и согласно схеме привода лежит в горизонтальной плоскости.

На тихоходный вал действует радиальная сила от муфты, равная

$$F_M = \frac{400T_p}{d_m},$$

где T_p — расчетный момент, Н·м; d_m — делительный диаметр зубчатого венца муфты, мм.

Направление этой силы практически непредсказуемо и ее прикладывают в плоскости действия окружной силы на колесе F_{t2} (в примере в вертикальной) и в том же направлении (т. е. вниз), поскольку этот случай является наиболее опасным.

Подшипники качения могут быть представлены на схеме шарнирными опорами. Опорными сечениями валов полагают: для радиальных подшипников — сечения под серединой подшипника (рис. 2.2, а, б); для радиально-упорных — сечение в месте пересечения оси вала с нормалью, проведенной через середину контактной площадки (рис. 2.2, в, г).

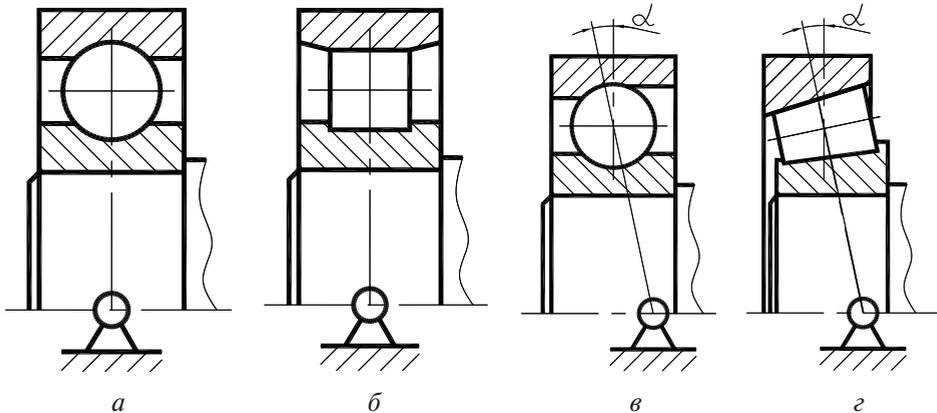


Рис. 2.2

Расстояния между сечениями валов, в которых приложена нагрузка ($l_1 \dots l_6$, см. рис. 1.7), определяют непосредственным измерением на эскизе. Выбирают систему ортогональных координат XYZ для каж-

дого из валов, начало системы координат совмещают с крайним левым нагруженным сечением. На эскизе редуктора, представленного на рис. 1.7, для быстроходного вала это середина левого подшипника, а для тихоходного вала это середина участка, на котором посажена полумуфта.

Далее строятся эпюры изгибающих, крутящих моментов и нормальных сил. Нормальные силы действуют в том случае, если осевые силы передаются на вал.

2.2. Построение расчетных схем и эпюр изгибающих и крутящих моментов и нормальных сил

На рис. 2.3 показаны эпюры для быстроходного вала редуктора, рассматриваемого в качестве примера [2].

Эпюры изгибающих моментов строятся в вертикальной плоскости.

На балку, которой представлен быстроходный вал, в вертикальной плоскости из активных сил действует только окружная сила F_{t1} . Из симметрии конструкции (см. рис. 2.3) очевидно, что $\ell_2 = \ell_3$ и соответственно реакции опор

$$R_{AY} = R_{BY} = \frac{F_{t1}}{2}.$$

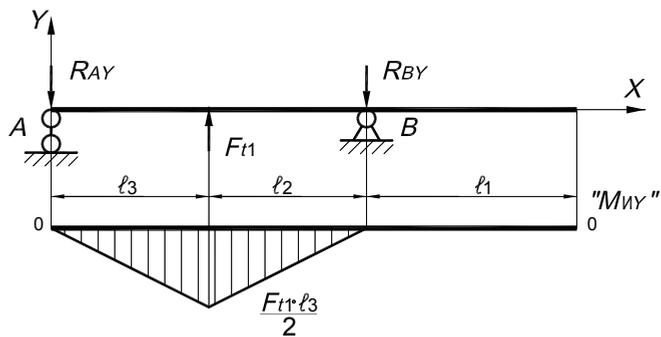
Эпюра имеет вид, показанный на рис. 2.3. Наибольший изгибающий момент действует посередине вала шестерни, т. е. при $X = \ell_3$, и равен

$$M_{HY \max} = \frac{F_{t1} \ell_3}{2}.$$

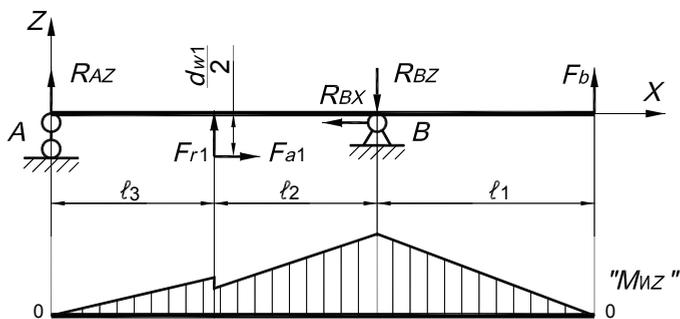
В горизонтальной плоскости балка нагружена активными силами F_{r1} , F_{a1} и F_b . Реакции опор определяются из условия статического равновесия:

$$\begin{aligned} \sum F_{ix} &= 0; \\ F_{a1} - R_{BX} &= 0; \\ R_{BX} &= F_{a1}. \\ \sum F_{iz} &= 0; \\ R_{AZ} + F_{r1} - R_{BZ} + F_b &= 0. \end{aligned}$$

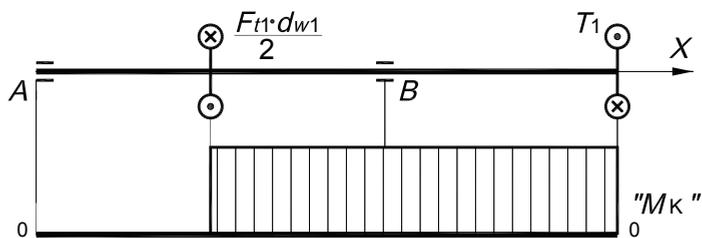
Эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости XU



Эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости XZ



Эпюра крутящих моментов



Эпюра нормальных сил

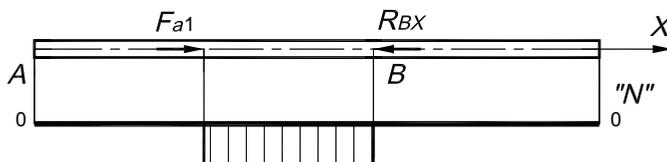


Рис. 2.3

Уравнение равенства нулю проекций всех сил на ось Z включает два неизвестных R_{AZ} и R_{BZ} , поэтому используется условие равенства нулю моментов всех сил относительно точек A и B .

$$\begin{aligned} \sum M_{iA} &= 0; \\ F_{r1}l_3 + F_{a1} \frac{d_{w1}}{2} - R_{BZ}(l_3 + l_2) + F_b(l_3 + l_2 + l_1) &= 0; \\ R_{BZ} &= \frac{F_{r1}l_3 + F_{a1} \frac{d_{w1}}{2} + F_b(l_3 + l_2 + l_1)}{l_3 + l_2}. \\ \sum M_{iB} &= 0; \\ -R_{AZ}(l_3 + l_2) - F_{r1}l_2 + F_{a1} \frac{d_{w1}}{2} + F_b l_1 &= 0; \\ R_{AZ} &= \frac{-F_{r1}l_2 + F_{a1} \frac{d_{w1}}{2} + F_b l_1}{l_3 + l_2}. \end{aligned}$$

Проверка

$$\sum F_{iZ} = 0.$$

О правильности предварительно выбранного направления реакций судят по знаку этих сил, получающемуся из решения уравнений равновесия. Знак плюс означает, что реакция направлена верно, при получении силы со знаком минус следует ее направление сменить на противоположное. Определив реакции опор, строят эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости. Так как форма поперечного сечения вала (сплошной круг диаметром d_B) симметрична относительно любой центральной оси, то изгибающие моменты в горизонтальной M_{iZ} и вертикальной M_{iY} плоскостях можно суммировать как векторы (см. рис. 2.4). Суммарный изгибающий момент в каждом сечении равен

$$M_{i\Sigma} = \sqrt{M_{iY}^2 + M_{iZ}^2}.$$

При построении эпюры крутящих моментов моментами сопротивления в подшипниках пренебрегают. Расчетная схема и эпюра M_K показана на рис. 2.3.

Из конструкции быстроходного вала видно, что на участке l_2 он сжат силами F_{a1} и R_{BK} . Схема нагружения и эпюра нормальных сил N представлена на рис. 2.3.

Построенные эпюры позволяют выполнить проверочный (уточненный) расчет валов, который в общем случае включает проверку вала на:

- ◆ усталостную прочность;
- ◆ статическую прочность;
- ◆ жесткость;
- ◆ колебания (при частоте вращения $n \geq 5000 \text{ мин}^{-1}$).

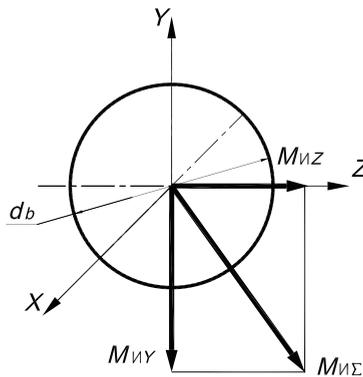


Рис. 2.4

2.3. Расчет вала на усталость

Уточненный расчет валов включает проверку валов на усталостную прочность, которая заключается в определении коэффициента запаса усталостной прочности в опасном сечении. Методика этого расчета приведена в [2, 3]. Если коэффициент запаса меньше допустимого, то необходимо либо выбрать для изготовления вала более прочный материал, либо увеличить диаметр вала. Изменения размеров валов могут быть связаны и с работоспособностью соединений типа вал–ступица. Чаще всего передача крутящих моментов от вала к детали, на него посаженной (зубчатого колеса, шкива, звездочки и т.д.), или от детали к валу осуществляется посредством ненапряженного шпоночного соединения, выполняемого стандартными призматическими шпонками. Расчет такого соединения приведен в разделе 4.

Расчетом шпонок и проверочным расчетом валов завершается первый этап эскизного проекта, и студент приступает к детальной проработке элементов конструкции.

3. Конструирование зубчатых колес

Конструкция стального зубчатого колеса определяется диаметром, видом производства (индивидуальное, серийное, массовое) и конкретными условиями завода-изготовителя.

Рекомендуется ориентироваться на усредненные условия индивидуального и мелкосерийного производства с использованием типового зуборезного оборудования, позволяющего нарезать зубья методом обкатки червячной фрезой или круглым долбяком.

Заготовкой для зубчатого колеса диаметром до 500 мм служит круглый прокат или плюшка, полученная свободной ковкой. Колесо выполняется с расположенным посередине диском (см. рис. 3.1), при небольших размерах — в виде сплошного цилиндра (см. рис. 3.2) [1,4].

Рекомендуемые размеры колес приведены в табл. 3.1.

При диаметре зубчатых колес более 500 мм рационально выполнить их литыми (см. рис. 3.3, табл. 3.2 и 3.3). Минимальная величина размеров a ; e ; e_1 ; h 10 мм.

Зубчатые колеса с шевронными зубьями имеют увеличенную ширину, так как необходимо предусматривать между полушевронами канавку для выхода зуборезного инструмента. Наиболее часто шевронные колеса изготавливают с канавкой посередине, предназначенной для выхода червячной фрезы, нарезающей зубья (см. рис. 3.4). Ширину b канавки определяют по диаметру фрезы в зависимости от модуля m_n (см. табл. 3.4).

Таблица 3.1

Рекомендуемые размеры колес

Размер	Рекомендуемая величина	Размер	Рекомендуемая величина
d_c	$1,6 d$	e	$(0,25...0,3) b_w$
$l_c \geq b_w$	$(1...1,5) d$	a	$(5...6) m$

Окончание табл. 3.1

Размер	Рекомендуемая величина	Размер	Рекомендуемая величина
D_1	$\frac{d_a - 2a + d_c}{2}$	C	Зависит от размера d
D_2	$\frac{d_a - 2a - d_c}{4}$	C_1	$0,5 t$
r	4...10 мм	C_2	2...3 мм

Таблица 3.2

Рекомендуемые размеры литых колес

Размер	Рекомендуемая величина	Размер	Рекомендуемая величина
d_c	1,6 d (для стальных колес) 1,8 d (для чугуновых колес)	e	$0,2 H$
$l_c \geq b_w$	$(1...1,5) d$	e_1	$H/6$
a	$(2,5...4) t$	H	$0,8 d$
S	$0,15 H$	H_1	$0,8 H$
h	$0,8a$	C	Зависит от размера d
r	5...10 мм	C_1	$0,5 t$
R	принимается конструктивно	C_2	2...3 мм

Таблица 3.3

Формы сечения спиц литых зубчатых колес

Эллиптическая	Тавровая	Крестообразная	Двутаповая

Примечание. Количество спиц $n_c = 6$ при $500 \leq d_a \leq 1600$; $n_c = 8$ при $d_a > 1600$.

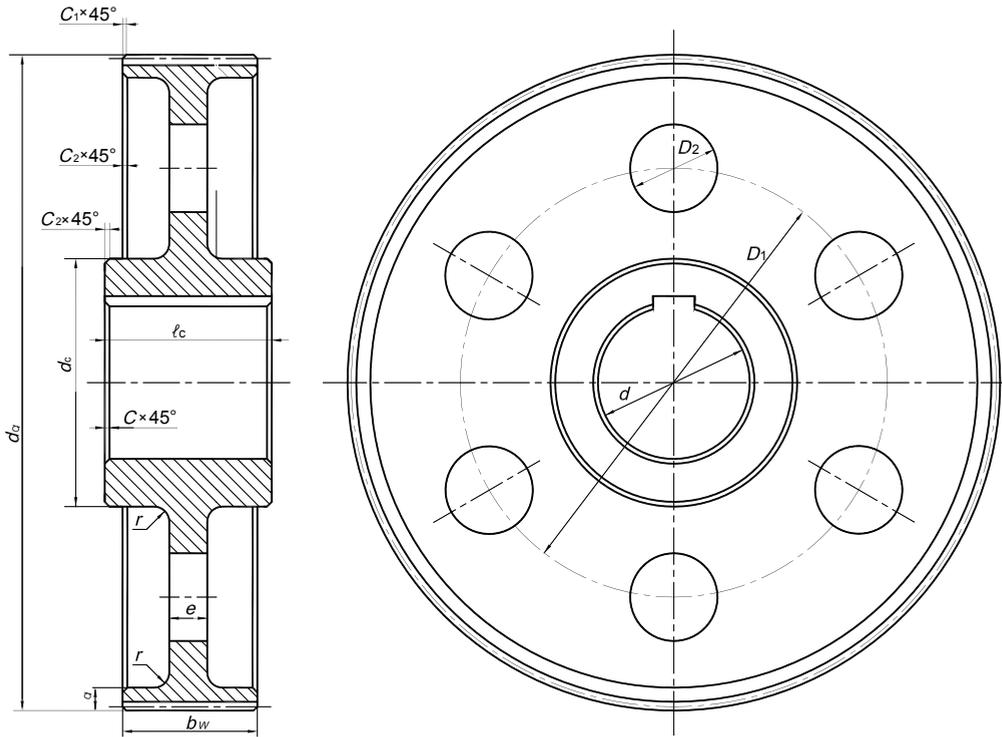


Рис. 3.1

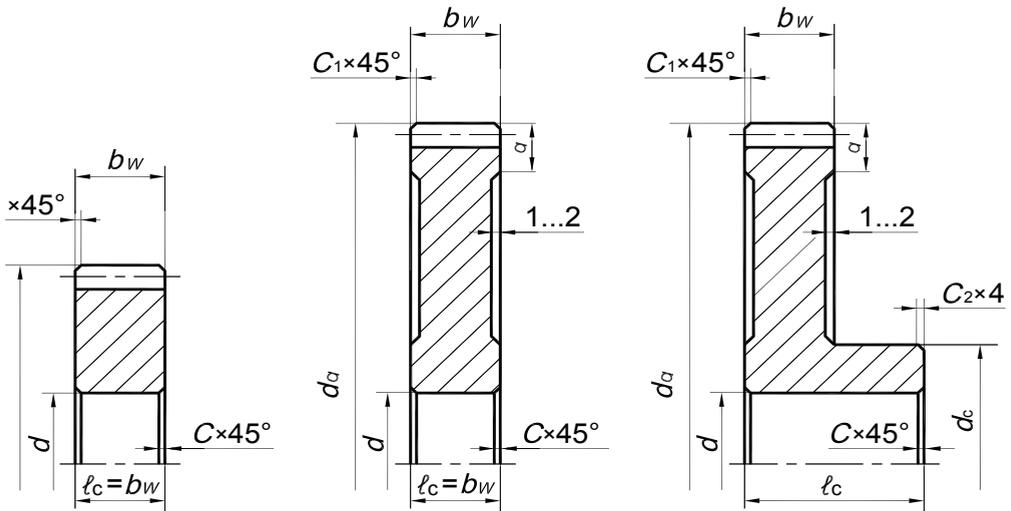


Рис. 3.2

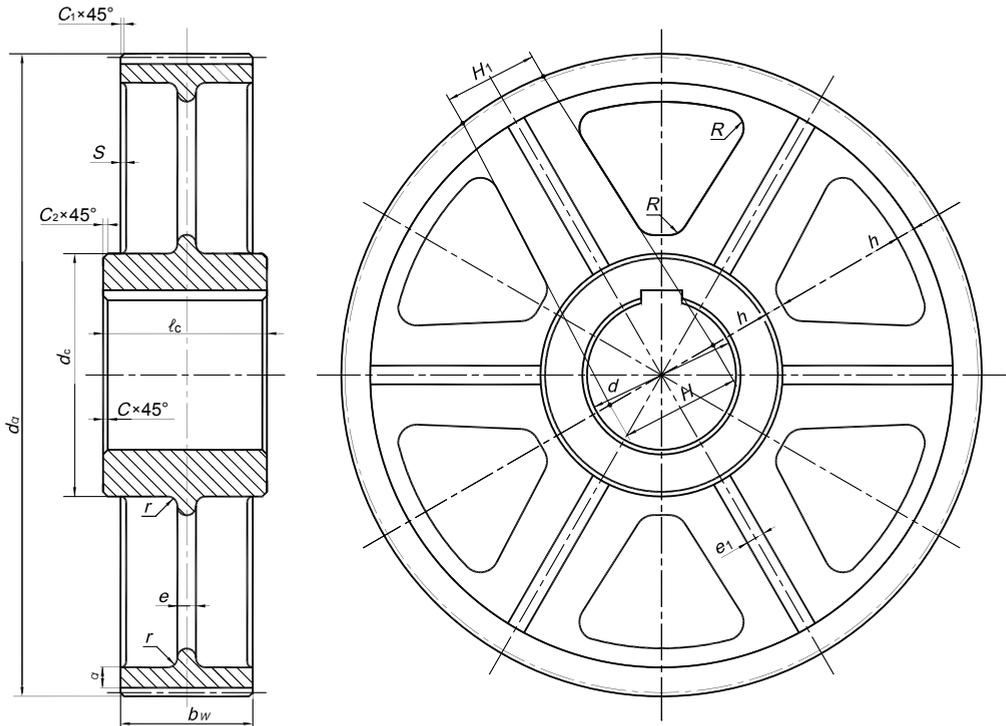


Рис. 3.3

Таблица 3.4

Рекомендуемые размеры ширины канавки для шевронных зубчатых колес

m_n , мм	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10,0
b , мм	32	38	42	48	53	60	67	75	85	100

Размеры остальных конструктивных элементов шевронных колес приведены в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Рекомендуемые размеры шевронных зубчатых колес

Размер	Рекомендуемая величина	Размер	Рекомендуемая величина
d_C	$1,6d$	a	$2,2m + 0,05(b_w + b)$
l_C	$b_w + a$	C	Зависит от размера d
h	$2,5m$	C_1	$0,5 m$
e	$(0,3...0,35)(b_w + b)$	C_2	$2...3$ мм
r	$4...10$ мм		

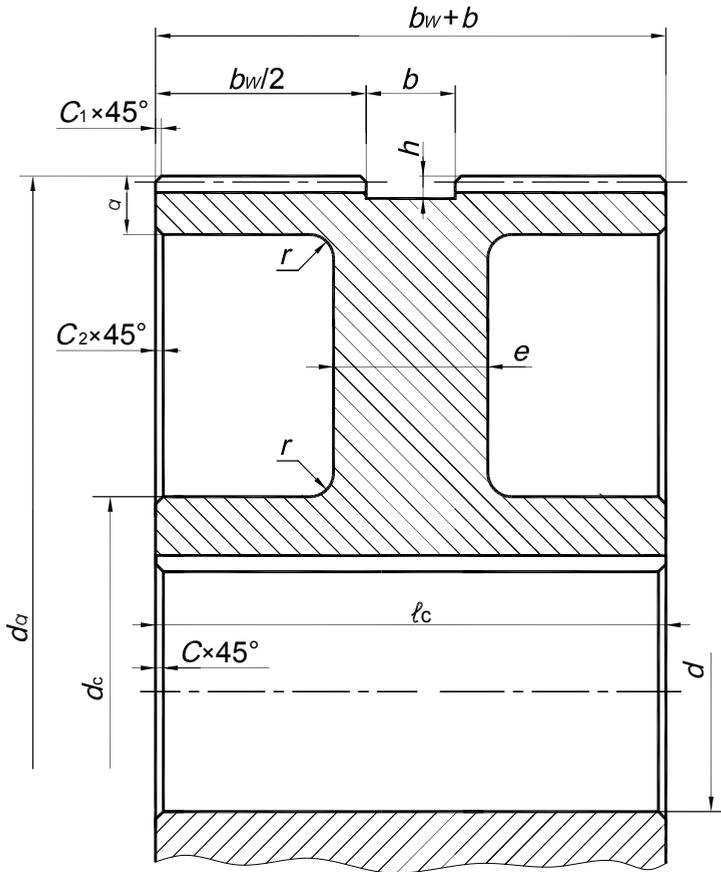


Рис. 3.4

Варианты выполнения зубчатых колес внутреннего зацепления представлены на рис. 3.5 и отличаются расположением ступицы относительно зубчатого венца: *a* — ступица расположена внутри колеса, что обеспечивает лучшие условия работы зацепления по сравнению с вариантом *б*, в котором ступица вынесена за контур зубчатого венца. Вариант *a* можно применять в том случае, когда расстояние от наружной поверхности ступицы до внутренней поверхности зубчатого венца больше наружного диаметра D_e долбяка, которым изготавливают зубья. Кроме того, необходимо, чтобы шестерня, находящаяся в зацеплении с колесом, свободно размещалась между зубчатым венцом и ступицей. Диаметр D_e долбяка, размер b канавки для выхода долбяка и размещения стружки, образующейся при долблении зубьев, для прямозубых колес принимают в зависимости от модуля (см. табл. 3.6).

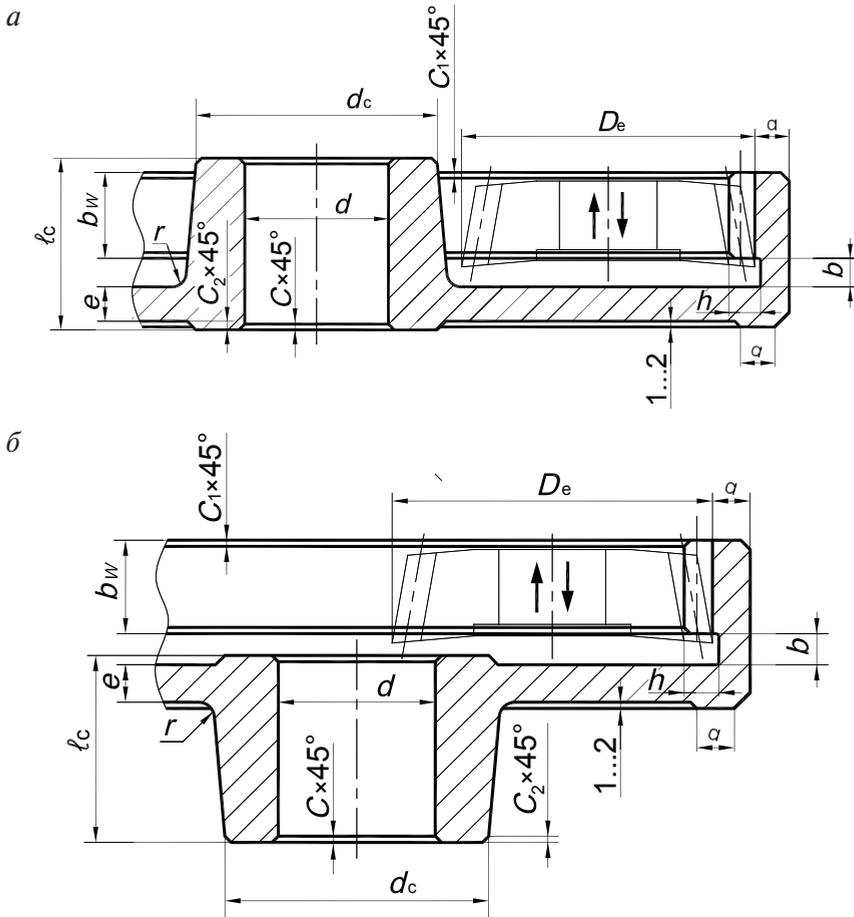


Рис. 3.5

Размер b канавки в косозубых колесах внутреннего зацепления увеличивают на 30...40%. Глубину канавки во всех случаях принимают $h = 2,5m$, толщину диска $e = (0,30...0,35)b_w$. Размеры r, c_2, c, d_c, c_1, a см. в табл. 3.4.

Таблица 3.6

Рекомендуемые размеры диаметра долбяка ширины канавки

m , мм	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
D_e , мм	56	54	55	55	60	56	112	110	120	126	128
b , мм	5,0		6,0			7,0		8,0		9,0	

4. Установка зубчатых колес на валу

При установке колес на валах необходимо обеспечить точное базирование колеса на валу, надежную передачу крутящего момента от колеса к валу или от вала к колесу и фиксацию колеса в осевом направлении.

Для передачи крутящего момента используется какое-либо соединение типа вал—ступица: шпоночное, шлицевое или посадкой с натягом. Наиболее простым является ненапряженное шпоночное соединение, осуществляемое стандартными призматическими шпонками. Шпонка представляет собой призму размерами $b \times h \times l$ с закругленными концами (исполнение *A*) (рис. 4.1, *a*), с плоскими (исполнение *B*) (рис. 4.1, *б*), либо с одним закругленным другим плоским (исполнение *C*) (рис. 4.1, *в*). Радиус закругления $R = \frac{b}{2}$.

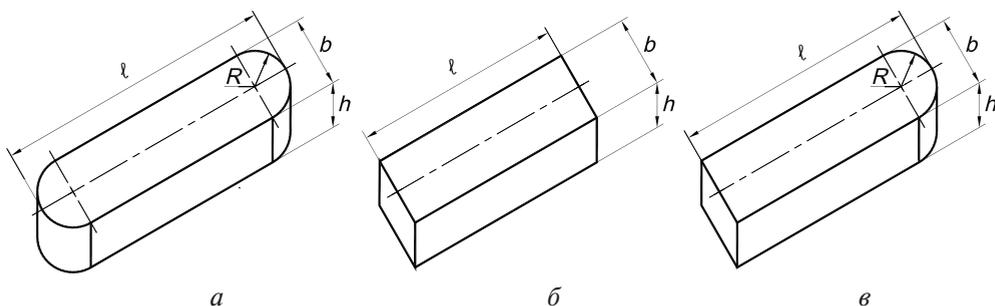


Рис. 4.1

Шпонка устанавливается в соответствующие пазы на валу и в ступице. Сечения шпонок и пазов показано на рис. 4.2. Размеры поперечного сечения шпонки b и h и пазов t_1 и t_2 в зависимости от диаметра вала d определены ГОСТ 23360–78 (см. табл. 4.1).

Длина шпонки l принимается на 10...15 мм короче длины ступицы и согласовывается с рядом длин, которые также приведены в ГОСТ 23360–78.

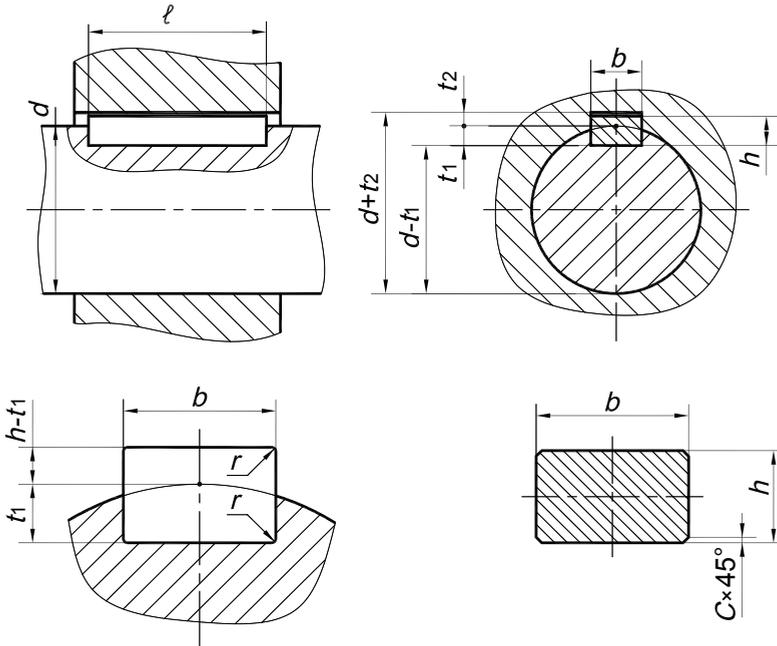


Рис. 4.2

Крутящий момент в соединении передается боковыми гранями шпонки, которая при этом подвергается деформациям сдвига касательными напряжениями τ и смятия нормальными напряжениями σ . Для упрощения полагают, что нормальные напряжения σ равномерно распределены по боковым граням шпонки (см. рис. 4.3).

ГОСТ 23360–78 предусматривает такие размеры поперечного сечения шпонок, при которых, если шпонка не разрушается вследствие смятия боковых поверхностей, то она выдерживает и напряжения сдвига.

Расчет соединения призматической шпонкой выполняется следующим образом. По ГОСТ 23360–78 в зависимости от диаметра вала определяют размеры поперечного сечения шпонки $b \times h$ и в зависимости от длины ступицы определяют длину шпонки l . Затем производят проверку на смятие в виде

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{2 \times 10^3 T}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma_{\text{сж}}],$$

где T — передаваемый крутящий момент, Н·м; d — диаметр вала, мм; h — высота шпонки, мм; t_1 — глубина паза вала, мм; l_p — рабочая длина шпонки, мм; $[\sigma_{\text{сж}}]$ — допускаемое напряжение, МПа.

Для шпонок исполнения А $l_p = l - b$, исполнения В $l_p = l$, исполнение С $l_p = l - \frac{b}{2}$.

Таблица 4.1

Размеры сечений шпонок и пазов

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки		Глубина паза		Радиус закругления пазов		Длина шпонок l , мм
			Вал	Втулка	Наим.	Наиб.	
	b , мм	h , мм	t_1 , мм	t_2 , мм			
Св. 12 до 17	5	5	3,0	2,3	0,16	0,25	От 10 до 56
≥ 17 ≥ 22	6	6	3,5	2,8			≥ 14 ≥ 70
≥ 22 ≥ 30	8	7	4,0	3,3			≥ 18 ≥ 90
≥ 30 ≥ 38	10	8	5,0	3,3	0,25	0,40	≥ 22 ≥ 110
≥ 38 ≥ 44	12	8	5,0	3,3			≥ 28 ≥ 140
≥ 44 ≥ 50	14	9	5,5	3,8			≥ 36 ≥ 160
≥ 50 ≥ 58	16	10	6,0	4,3			≥ 45 ≥ 180
≥ 58 ≥ 65	18	11	7,0	4,4			≥ 50 ≥ 200
≥ 65 ≥ 75	20	12	7,5	4,9			≥ 56 ≥ 220
≥ 75 ≥ 85	22	14	9,0	5,4			≥ 63 ≥ 250
≥ 85 ≥ 95	25	14	9,0	5,4	0,40	0,60	≥ 70 ≥ 280
≥ 95 ≥ 110	28	16	10,0	6,4			≥ 80 ≥ 320
≥ 110 ≥ 130	32	18	11,0	7,4			≥ 90 ≥ 360
≥ 130 ≥ 150	36	20	12,0	8,4	0,70	1,00	≥ 100 ≥ 400
≥ 150 ≥ 170	40	22	13,0	9,4			≥ 100 ≥ 400
≥ 170 ≥ 200	45	25	15,0	10,4			≥ 110 ≥ 450

Примечание. Длины призматических шпонок выбирать из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 150, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450.

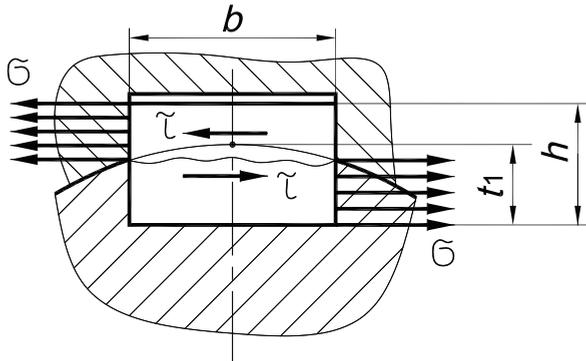


Рис. 4.3

Допускаемое напряжение принимают $[\sigma_{\text{CM}}] = 150$ МПа при нереверсивном движении и $[\sigma_{\text{CM}}] = 120$ МПа при реверсивном.

Если шпонка не проходит расчет на смятие, следует либо:

- ◆ увеличить длину шпонки, увеличив соответственно длину ступицы;
- ◆ увеличить диаметр вала, чтобы выбрать большее сечение шпонки;
- ◆ поставить две шпонки;
- ◆ применить другое соединение вал–ступица (шлицевое или посадкой с натягом).

В курсовом проекте рекомендуется в этом случае использовать шлицевое соединение.

При передаче крутящего момента соединением призматической шпонкой применение посадок колеса на вал с зазором недопустимо, а посадок переходных нежелательно. Для более точного центрирования зубчатого венца колеса в соединении ступицы с валом следует создавать натяг. Рекомендуется использовать в случае передач:

- ◆ цилиндрических прямозубых — $\frac{H7}{p6} \left(\frac{H7}{r6} \right)$;
- ◆ цилиндрических косозубых и шевронных — $\frac{H7}{r6} \left(\frac{H7}{s6} \right)$;
- ◆ конических — $\frac{H7}{s6} \left(\frac{H7}{t6} \right)$.

Посадки с большим натягом (в скобках) — для колес реверсивных передач.

Сопряжение самой шпонки с пазами в ступице и на валу выполняется в системе вала. Посадка в соединении шпонки с пазом вала $\frac{N9}{h9}$ или $\frac{P9}{h9}$, с пазом в ступице $\frac{J_s9}{h9}$ либо $\frac{P9}{h9}$.

Для облегчения совмещения шпоночного паза колеса со шпонкой на валу при сборке рекомендуется предусматривать заходный участок вала либо цилиндрический с полем допуска, обеспечивающим зазор, например $\frac{H7}{d11}$ (см. рис. 4.4, а), либо конический (см. рис. 4.4, б). Размеры скосов, галтелей и фасок приведены в табл. 4.2.

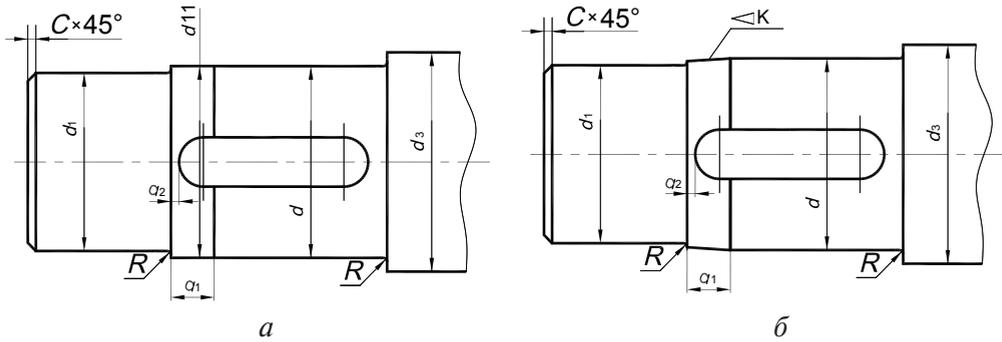


Рис. 4.4

Таблица 4.2

Размеры скосов, галтелей и фасок

Размер	Диаметр вала, мм					
	18...30	30...50	50...85	85...130	130...170	170...200
a_1 , мм	6	10	16	20	25	32
a_2 , мм	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
C , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
R , мм	1,0	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Конусность K	1:20	1:30			1:50	

Заходный участок позволяет, свободно поворачивая колесо относительно вала, совместить паз колеса со шпонкой и затем напрессовать колесо на вал.

5. Конструирование подшипниковых узлов

5.1. Установка подшипников

Конструкция подшипниковых узлов определяется типом подшипников, характером опоры (фиксирующая или «плавающая»), схемой установки подшипников («враспор» или «враспашку»), способом смазки и другими моментами.

Опорами относительно коротких и жестких валов одноступенчатых цилиндрических редукторов служат преимущественно шариковые радиальные однорядные подшипники, установленные «враспор».

На рис. 5.1 представлен вариант конструкции быстроходного вала одноступенчатого цилиндрического редуктора [4, 5].

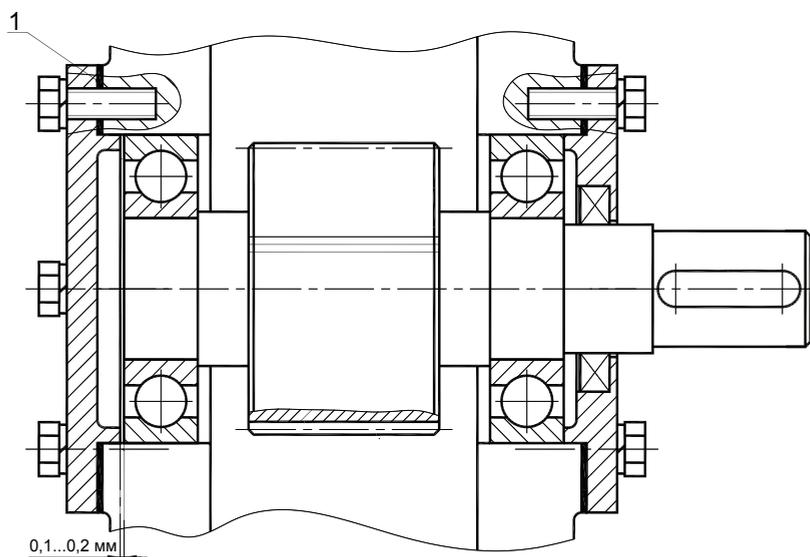


Рис. 5.1

Наиболее простой вариант (см. рис. 5.1) конструкции подшипниковых узлов получается в том случае, если зубчатые колеса прямозубые, подшипники шариковые радиальные однорядные и смазка осуществляется брызгами смазки из картера. Если при тех же условиях зубчатые колеса косозубые или шевронные, во избежание избытка масла в подшипниковых узлах, которое выдавливается при входе в зацепление каждого зуба колеса в осевом направлении (т. е. прямо в подшипник), подшипники защищаются маслоотражательными кольцами (см. рис. 1.6). Рекомендуемая конструкция и размеры маслоотражательных колец представлены на рис. 1.6 и табл. 1.3. Следует учитывать, что в этом случае подшипники тихоходного вала в защите не нуждаются.

Отличие следующего варианта (см. рис. 1.5) состоит в том, что для смазки подшипников используется пластичная смазка. В этом случае для предотвращения вымывания пластичной смазки маслом из картера редуктора подшипниковый узел и внутренняя полость редуктора разделяются мазеудерживающими кольцами, конструкция и размеры которых представлены на рис. 1.5 и в табл. 1.2.

При конструировании опор валов необходимо предусмотреть регулировку зазоров в подшипниках, в основном с целью предотвращения их заклинивания вследствие теплового расширения вала. Чаще это осуществляется осевым перемещением колец. Если применяются фланцевые крышки, регулирование производится набором тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых под фланец крышки (см. рис. 5.1).

В случае использования врезных крышек (см. рис. 5.2) регулировка осуществляется подшлифовыванием втулки (поз. 1).

В редукторах с шевронными зубчатыми колесами один из валов должен быть «плавающим», т. е. иметь возможность осевого перемещения с целью самоустановки по венцам зубчатых колес. Целесообразно плавающим сделать быстроходный вал, так как он имеет меньшую массу и, как следствие, обладает меньшей инерцией.

Возможность перемещения вала вдоль оси можно обеспечить с помощью подшипников шариковых радиальных однорядных (см. рис. 5.3) или роликовых с короткими цилиндрическими роликами (см. рис. 5.4). Фиксацию в осевом направлении шарикоподшипника на валу и колец роликового подшипника на валу и в расточке корпуса можно осуществить упорными кольцами (см. рис. 5.5 и 5.6).

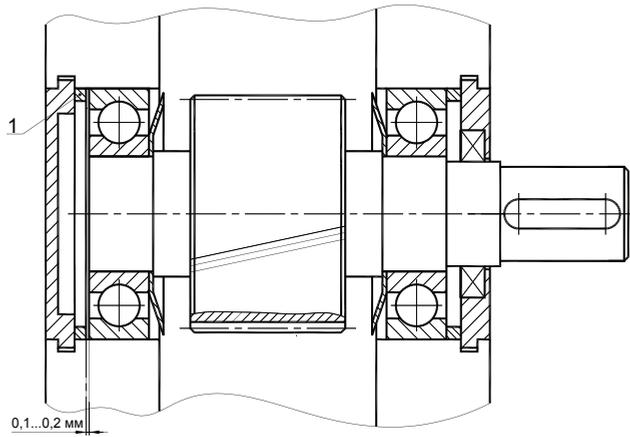


Рис. 5.2

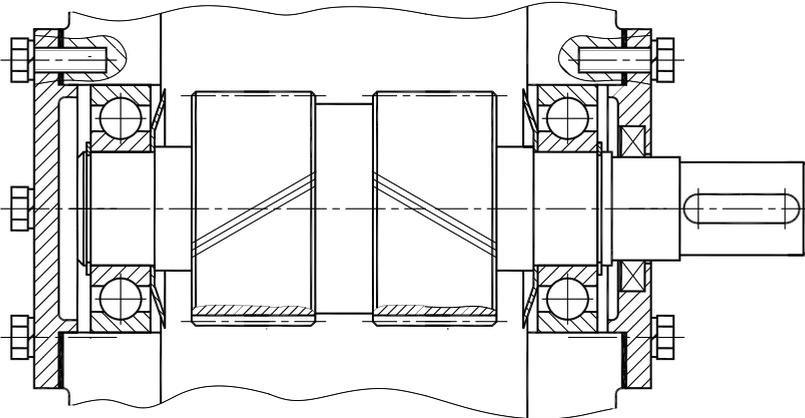


Рис. 5.3

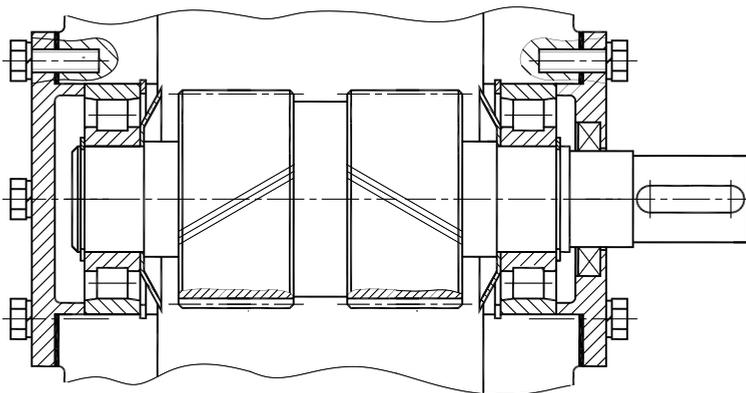


Рис. 5.4

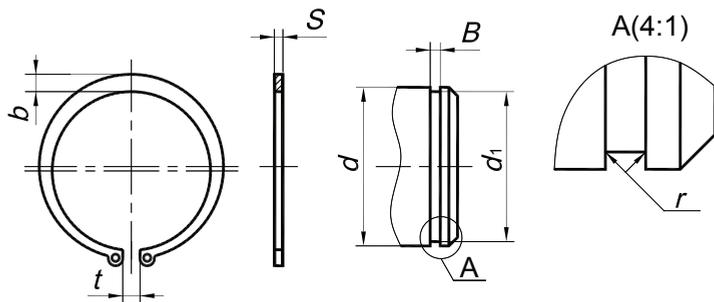


Рис. 5.5

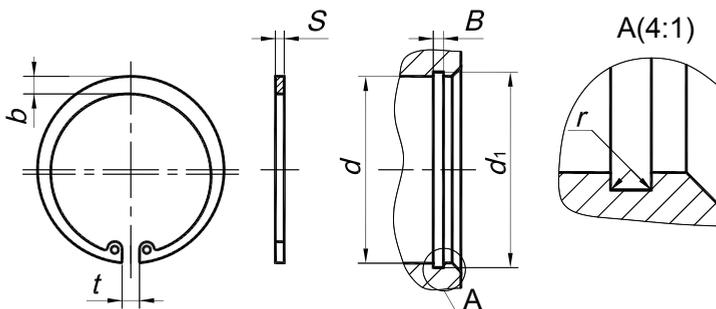


Рис. 5.6

Размеры пружинных упорных плоских наружных колец и канавки под них выбираются по ГОСТ 13942–86 (см. табл. 5.1). Размеры пружинных упорных плоских внутренних колец и канавки под них выбираются по ГОСТ 13941–86 (см. табл. 5.2).

5.2. Конструирование подшипниковых крышек и выбор уплотнений

Крышки подшипниковых узлов могут быть фланцевыми и врезными и изготавливаются литьем из серого чугуна либо из стального круглого проката.

В одноступенчатом редукторе применяются глухие и сквозные подшипниковые крышки. Конструкция и размеры глухих фланцевых (см. рис. 5.7 и табл. 5.3) и врезных крышек представлены на рис. 5.8 и в табл. 5.4.

Таблица 5.1

**Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические
(из ГОСТ 13942–86) и канавки для них, мм**

Диаметр вала d	Канавка			Кольцо			Допускаемая осевая сила, кН						
	d_1	B	r	S	b	t							
20	18,6	1,4	0,1	1,2	3,2	3,0	10						
22	20,6						11						
23	21,5						12						
24	22,5						13						
25	23,5						14						
26	24,5						14						
28	26,5				4,0		1,7	1,7	4,0	16			
29	27,5									16			
30	28,5									17			
32	30,2									21			
34	32,2									22			
35	33,0									1,9	0,2	2,0	4,9
36	34,0				27								
37	35,0	28											
38	36,0	29											
40	37,5	38											
42	39,5	39											
45	42,5	5,5	2,5	2,5	5,5	42							
46	43,5					43							
48	45,5					45							
50	47,0					2,2	2,0	2,0	6,0				57
52	49,0												59
54	51,0												61
55	52,0	62											
56	53,0	64											
58	55,0	66											
60	57,0	2,8			0,3	2,5			6,5	68			
62	59,0									71			
65	62,0									74			
68	65,0									7,0	2,5	2,5	7,0
70	67,0		80										
72	69,0		82										
75	72,0	86											
		8,0	2,5	2,5			8,0						

Таблица 5.2

**Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические
(из ГОСТ 13941–86) и канавки для них, мм**

Диаметр вала d	Канавка			Кольцо			Допускаемая осевая сила, кН
	d_1	B	r	S	b	t	
40	42,5	1,9	0,2	1,7	4,2	12	40
42	44,5						42
45	47,5					14	45
46	48,5						45
47	49,5					4,5	47
48	50,5						48
50	53,0				16	60	
52	55,0					62	
54	57,0					64	
55	58,0					5,1	66
56	59,0						67
58	61,0						69
60	63,0						72
62	65,0						74
65	68,0						78
68	71,0					18	81
70	73,0						84
72	75,0						86
75	78,0	89					
78	81,0	6,1	93				
80	83,5		112				
82	83,5		114				
85	88,5		20	118			
88	91,5			123			
90	93,5			125			
92	95,5	128					
95	98,5	133					
98	101,5	7,3		137			
100	103,5		139				
102	106,0		22	163			
105	109,0			168			
108	112,0			173			
110	114,0			8,5	175		
112	116,0	178					
115	119,0	183					
120	124,0	9,7	191				
125	129,0		198				

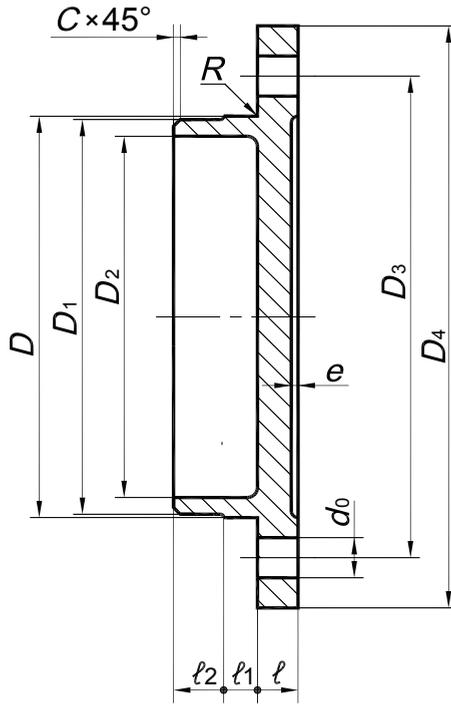


Рис. 5.7

Таблица 5.3

Размеры глухих фланцевых крышек, мм

D	d бол- та	Кол. болтов, n, шт	d ₀	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	l ₁	ℓ		C	R
									для чу- гуна	для ста- ли		
30...60	8	4	9	D-1	(0,8...0,9)D	D+2d	D+4,5d	8	8	6	1,0	1,0
65...80	10	4	11	D-1,5				10	10	8	1,5	2,0
85...100	10	6	11					10	10	8	2,0	2,0
105...140	12	6	13	D-2				12	12	10	2,0	2,5
150...200	16	6	17					15	15	12	2,5	3,0

Примечание. D — по наружному диаметру подшипника; e — 1...2 мм; ℓ — принимается конструктивно.

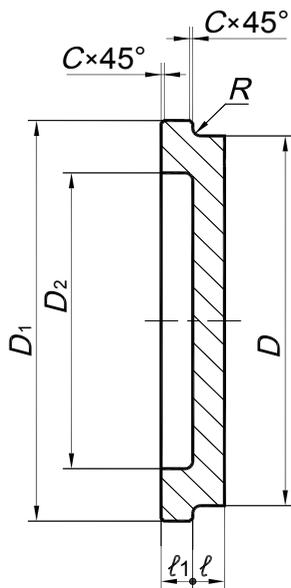


Рис. 5.8

Таблица 5.4

Размеры глухих врезных крышек, мм

D	D ₁	D ₂	ℓ		ℓ ₁	C	R
			для чугуна	для стали			
30...60	D+l	(0,8...0,9)D	6	5	ℓ ₁ ≥ ℓ	0,5	1,0
65...80			8	5		0,5	2,0
85...100			8	6		0,5	2,0
105...140			10	8		1,0	2,5
150...200			12	10		1,0	3,0

Примечание. D — выбирается по наружному диаметру подшипника.

Конструкция сквозных крышек определяется типом используемого уплотнения. Для редукторов, конструируемых в курсовой работе или проекте, рекомендуется в качестве уплотнения применять стандартные резиновые армированные манжеты. Выписка из ГОСТ 8752–79 приведена в табл. 5.5. Конструкция и размеры сквозной фланцевой крышки с уплотнением манжетой показаны на рис. 5.9 и в табл. 5.6.

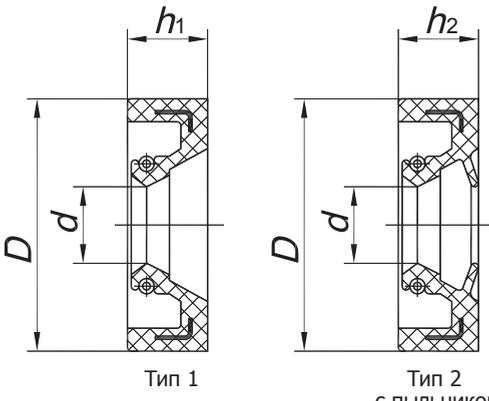
Манжетные уплотнения (см. табл. 5.5) разделяют на два основных типа: тип I применяют при скорости скольжения $v \leq 20$ м/с; тип II (с пыльником) применяют при $v \leq 15$ м/с. Поверхность вала под уплот-

нением должна быть закаленной до твердости HRC 40, иметь шероховатость $R_a \leq 0,32$ мкм.

Таблица 5.5

Манжеты резиновые армированные (из ГОСТ 8752–79)

Размеры, мм



Диаметр вала	d	D	h_1	h_2	Диаметр вала	d	D	h_1	h_2		
15	14,8	30	7	—	52	51,7	75	10	14		
16	15,8				55	54,7	80				
17	16,8	32			56	55,7					
18	17,8	35			58	57,7					
19	18,8				60	59,7	85				
20	19,8	40	8	12	63	62,7	90				
21	20,8				65	64,7	95				
22	21,8				70	69,7					
24	23,8				71	70,7					
25	24,8	42			75	74,7	100				
26	25,8	45			80	79,7	105				
30	29,7	52			10	14	85	84,7	110	12	16
32	31,7						90	89,7	120		
35	34,7	58					95	94,7			
36	35,7						100	99,6	125		
38	37,7		105	104,6			130				
40	39,7		60	110			109,6	135			
42	41,7	62	120	119,6			150				
45	44,7	65	125	124,6			155				
48	47,7	70	130	129,6			160	15	20		
50	49,7		140	139,6			170				

Для извлечения манжет в крышках делают 2...4 отверстия (рис. 5.9).

Ресурс манжет — до 5000 ч; они надежно работают как при пластичных, так и при жидких смазочных материалах при перепаде температур от -45° до $+150^{\circ}\text{C}$.

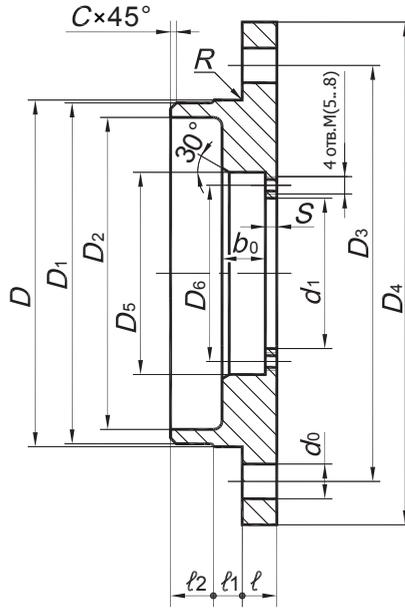


Рис. 5.9

Таблица 5.6

Размеры сквозных фланцевых крышек, мм

Диаметр вала	d_1	b_0	D_5	S	
				для стали	для чугуна
20	21	Берется конструктивно, но $b_0 \geq h_1$ или h_2 (см. табл. 5.5)	40	2,5	4,0
22	23		42		
25	26		52	3,0	4,5
30	31		58		
32	33		60		
35	36		65		
40	41		70		
45	46		80		
50	51		85		
55	56				
60	61				

Окончание табл. 5.6

Диаметр вала	d_1	b_0	D_5	S	
				для стали	для чугуна
65	66	Берется конструктивно, но $b_0 \geq h_1$ или h_2 (см. табл. 5.5)	90	3,5	5,0
70	71		95		
75	77		100		
80	82		105		
85	87		110		
90	92		120		
95	97		125		
100	102		130		
105	108		135		
110	113		150		
120	123				

Примечание. $D_6 = \frac{D_5 + d_1}{2}$; остальные размеры по табл. 5.3.

При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух соседних крышек подшипников могут перекрывать друг друга. В этом случае у обеих крышек фланцы срезают, оставляя между срезами зазор 1...2 мм (рис. 5.10).

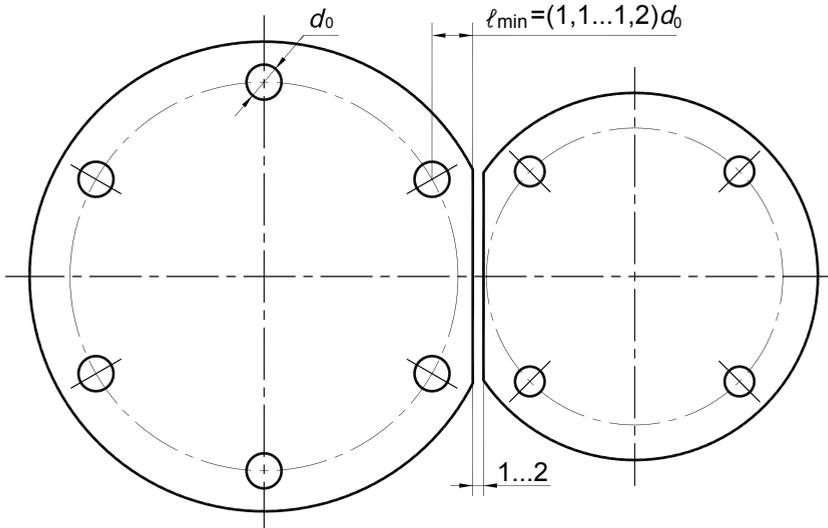


Рис. 5.10

5.3. Вычерчивание подшипников

На сборочном чертеже подшипники и манжеты показываются условно. В учебных проектах вычерчивается конструкция этих узлов. Рекомендации по изображению подшипников приведены в табл. 5.7 [4].

Для изображения стандартных подшипников качения по габаритным размерам d , D и B следует нанести тонкими линиями внешний контур. Затем откладывают диаметр окружности расположения центров тел качения. По соотношениям, приведенным в табл. 5.7, и изображают тела качения и кольца.

Радиально-упорные шарикоподшипники имеют на наружном кольце только один борт. Второй борт срезан. Для вычерчивания наружного кольца со стороны срезанной части проводят вспомогательную вертикальную линию до пересечения с окружностью шарика в точке 1. Соединяют точки 1 и 2.

В подшипниках шариковых радиальных двухрядных сферических тела качения изображают так, чтобы они касались боковых линий внешнего контура. Сферическую поверхность на наружном кольце изображают дугой окружности с центром на оси отверстия подшипника.

Сепараторы на чертежах подшипников не изображают.

5.4. Посадки подшипников

Посадки колец подшипника (внутреннего на вал и наружного в расточку корпуса) назначают в соответствии с характером нагружения. Различают: циркуляционное нагружение, когда кольцо вращается относительно радиальной нагрузки; местное — когда кольцо неподвижно относительно радиальной нагрузки; колебательное — когда кольцо не совершает полного оборота и испытывает нагрузку на определенном участке.

Подшипники валов редукторов испытывают: внутреннее кольцо — циркуляционное нагружение, наружное — местное.

В связи с этим из возможных сопряжений (см. рис. 5.11) рекомендуется для наружного кольца в корпусе посадка $\frac{H7}{j0}$, для внутреннего

кольца и вала — $\frac{L0}{k6}$ или $\frac{L0}{m6}$. Здесь L и l — обозначения полей допусков соответственно внутреннего и наружного колец, 0 — класс точности подшипника (альтернатива 6, 5, 4, 2). Поле допуска внутреннего кольца подшипника L расположено не в тело детали, а наружу. В связи с этим посадки $\frac{L0}{k6}$ и тем более $\frac{L0}{m6}$ обеспечивают соединение с гарантированным натягом и сборку этого соединения осуществляют с нагревом подшипника, как правило, в масляной ванне до температуры 140 °С.

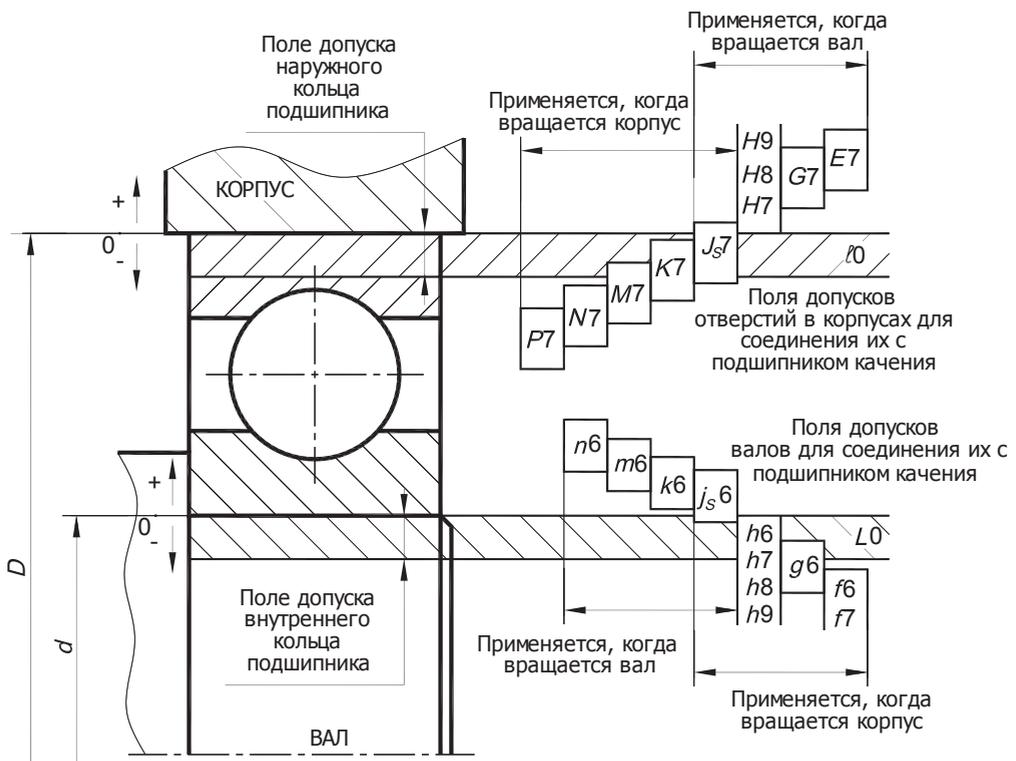


Рис. 5.11

Таблица 5.7

Изображение подшипников на сборочных чертежах

<p>Шарикоподшипник радиальный однорядный</p>	<p>Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный</p>	<p>Шарикоподшипник упорный</p>
<p>Шарикоподшипник радиальный сферический двухрядный</p>	<p>Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами</p>	<p>Роликоподшипник конический однорядный</p>
$H = \frac{D-d}{2}$	$d_1 = 0,6H$	
$h = 0,3H$	$d_2 = 0,5H$	
$h_1 = 0,25H$	$l_1 = 0,5H$	
$h_2 = 0,2H$	$l_2 = 0,7H$	
<p>Размеры d, D, B, T, C, α согласно принятому типоразмеру подшипника.</p>		

6. Конструирование корпусных деталей

Корпус редуктора, в котором размещаются детали зубчатой передачи, должен обладать прочностью и жесткостью для исключения перекосов валов.

Для удобства сборки корпус редуктора выполняют разъемным. При расположении осей валов передачи в горизонтальной плоскости (горизонтальные редукторы) корпус состоит из крышки и основания (рис. 6.1).

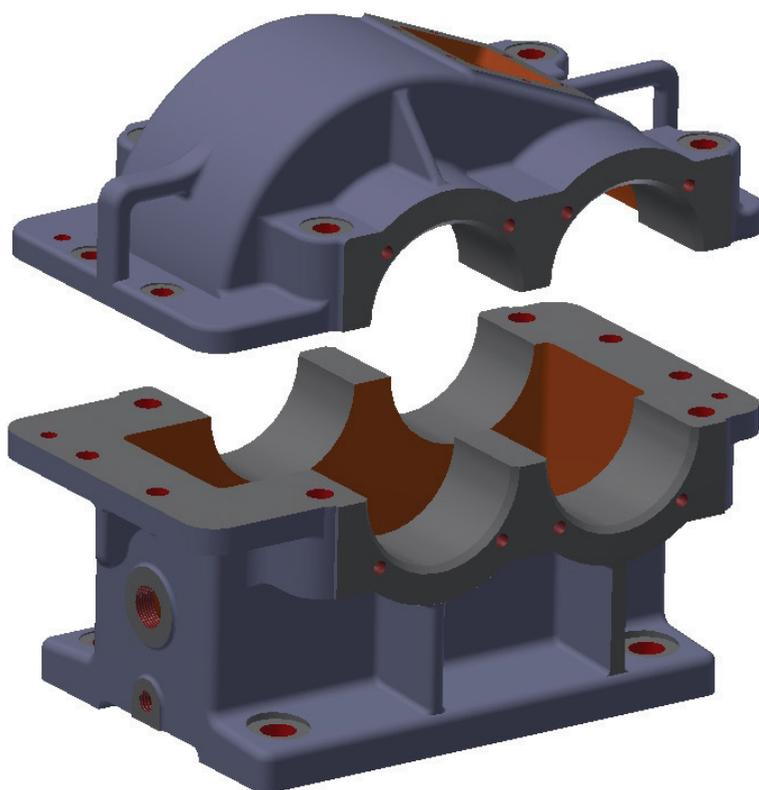


Рис. 6.1

Корпуса вертикальных редукторов могут состоять из трех деталей в случае необходимости двух разъемов по условиям сборки.

Корпусные детали изготавливаются чаще всего литьем из серого чугуна марки СЧ15. Сварные конструкции из листовой низкоуглеродистой стали применяют редко, в основном для крупногабаритных редукторов в условиях индивидуального производства.

На основном разрезе редуктора, который является графической частью курсовой работы, студент изображает только некоторые элементы корпуса, однако это невозможно без полного представления конструкции соединения и взаимодействия ее составных частей, технологии их изготовления и сборки.

Конструкция литого корпуса показана на рис. 6.2, а размеры элементов корпуса приведены в табл. 6.1. При конструировании таких корпусов следует придерживаться установленных литейных уклонов (см. табл. 6.2).

Приливы, в которых располагаются подшипники, конструктивно определяются размерами подшипника и крышки. Размер D определяется наружным диаметром подшипника, а размеры D_4 , D_3 , d — по выбранной фланцевой крышке (см. рис. 5.7 и табл. 5.3). Размеры ℓ_1 и ℓ_2 определяются

$$\ell_1 = l + 2S;$$

$$\ell_2 = l + 6S,$$

где S — шаг резьбы; ℓ — глубина завинчивания болта. При изготовлении корпусной детали из стали $\ell = d$, из чугуна $\ell = (1,35 \dots 1,50)d$.

Таблица 6.1

Основные элементы корпуса из чугуна

Параметры	Ориентировочные соотношения (размеры, мм)
Толщина стенки корпуса и крышки одноступенчатого цилиндрического редуктора	$\delta = 0,025a_w + 1;$ $\delta_1 = 0,02a_w + 1;$ Во всех случаях $\delta \geq 8$ мм и $\delta_1 \geq 8$ мм
Толщина ребер основания корпуса и крышки	$C = (0,85 \dots 1,00)\delta;$ $C_1 = (0,85 \dots 1,00)\delta_1;$ Во всех случаях $C \geq 8$ мм и $C_1 \geq 8$ мм
Толщина нижнего пояса корпуса	$h_1 = (2,25 \dots 2,75)\delta$
Высота бобышки h_2 под болт d_2	h_2 выбирается конструктивно так, чтобы образовалась опорная поверхность под головку болта и гайку. Желательно у всех бобышек иметь одинаковую высоту h_2

Параметры	Ориентировочные соотношения (размеры, мм)
Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса	$h_3 = (1,50 \dots 1,75)\delta$
Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса	$h_4 = (1,50 \dots 1,75)\delta_1$
Диаметр фундаментных болтов (их число ≥ 4)	$d_1 = (0,030 \dots 0,036)a_w + 12$
Диаметр болтов у подшипников	$d_2 = (0,70 \dots 0,75)d_1$
Диаметр болтов, соединяющих основание корпуса с крышкой	$d_3 = (0,5 \dots 0,6)d_1$
Зазор между внутренней стенкой крышки корпуса и окружностью выступов зубчатого колеса	$f = 1,2\delta$
Высота внутренней полости корпуса	$H = 0,5d_{a2} + (10 \dots 20)$
Высота корпуса	$H_1 = H + \delta + h_3$
Положение оси тихоходного вала в корпусе — определяется	$B = 0,5d_{a2} + f$
Расстояние между болтами d_2	$L_2 = D + (2,0 \dots 2,5)d_2$
Длина прилива подшипниковых гнезд	$m = \delta + x + b_2$
Ширина лапы корпуса	$P = b_1 + 2\delta$
Расстояние от лапы корпуса до днища	$h_5 = (5 \dots 10)$

Вариант прилива под врезную крышку приведен на рис. 6.3.

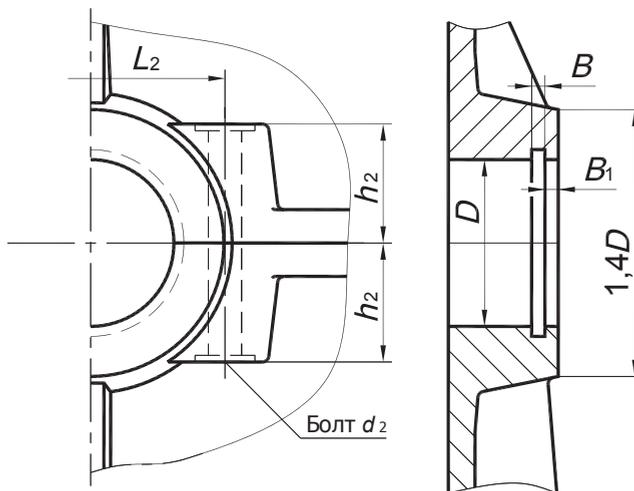


Рис. 6.3

Сечения элементов корпуса приведены на рис. 6.4.

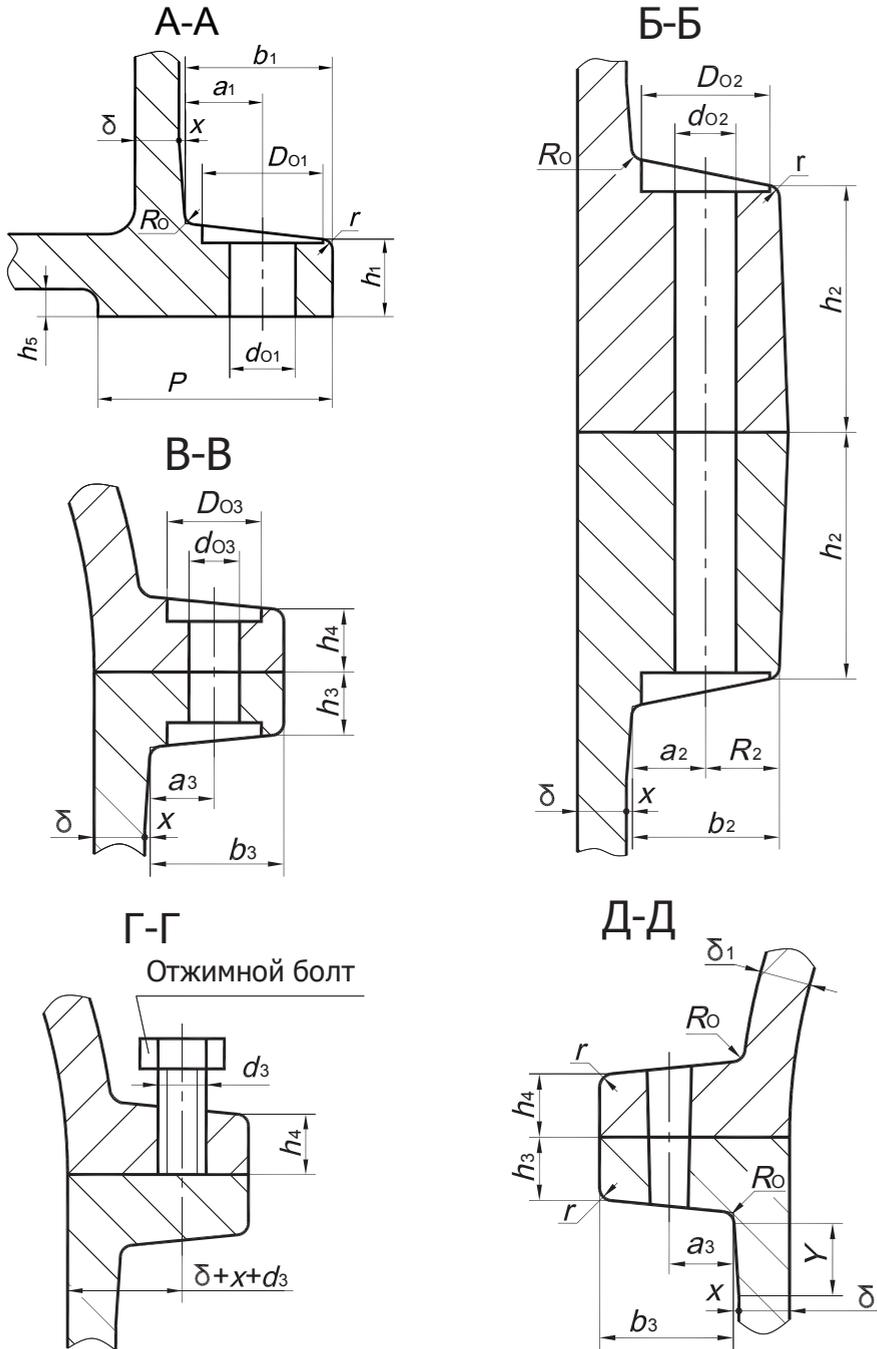


Рис. 6.4

Размеры элементов определяются от размеров болтов (табл. 6.2). Размер $x = (2...3)$ и $Y = 15$ при размере толщины стенки корпуса и крышки редуктора δ или $\delta_1 — 8...15$ мм.

Таблица 6.2

Размеры элементов корпуса

Размеры	Диаметр болта						
	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30
a_i	13	15	18	21	25	28	35
b_i	24	28	33	40	48	55	68
d_{Oi}	9	11	13	17	22	26	32
D_{Oi}	17	20	25	30	38	45	56
r_{\max}	3	3	3	5	5	8	8
$R_{O\max}$	5	5	5	8	8	10	10

Размеры E и L_1 определяются конструктивно, L_1 — по ширине зубчатых колес.

6.1. Штифтовые соединения

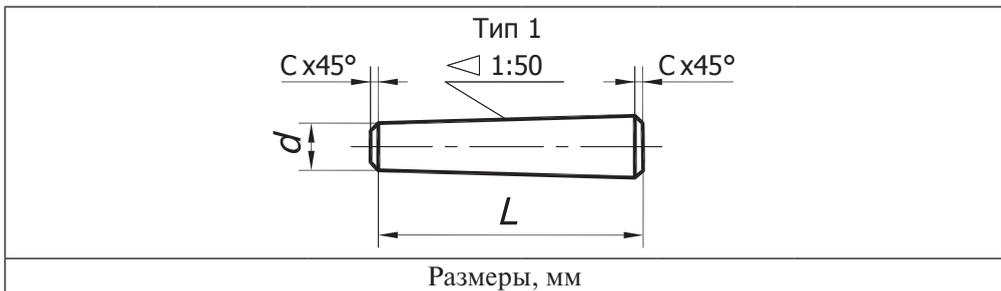
Основание корпуса и крышку фиксируют относительно друг друга двумя коническими штифтами (табл. 6.3), устанавливаемыми без зазора до расточки гнезд под подшипники. Штифты располагают на возможно большем расстоянии друг от друга. Диаметр штифтов

$$d_{\text{шт}} = (0,7...0,8)d_3,$$

где d_3 — диаметр крепежного болта.

Таблица 6.3

Штифты конические по ГОСТ 3129–70 (размеры, мм)



Окончание табл. 6.3

d	C	Интервалы длин	d	C	Интервалы длин
4	0,6	16...70	16	2,0	40...280
5	0,8	16...90	20	2,5	50...280
6	1,0	20...110	25	3,0	60...280
8	1,2	25...140	32	4,0	80...280
10	1,6	30...180	40	5,0	100...280
12	1,6	36...220	50	6,3	120...280

Примечания:

1. Ряд длин L — 16, 20, 25, 30, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280;
2. Материал — Сталь 45.

6.2. Конструктивные элементы, связанные с системой смазки редуктора

Для удаления загрязненного масла и для промывки редуктора в нижней части корпуса делают отверстие под пробку с цилиндрической или конической резьбой (см. рис. 6.5, табл. 6.4 и табл. 6.5). Под цилиндрическую пробку ставят уплотняющую прокладку из маслостойкой резины, алюминия или меди. Надежнее уплотняет коническая резьба.

Маслоспускное отверстие выполняют на уровне дна или несколько ниже его.

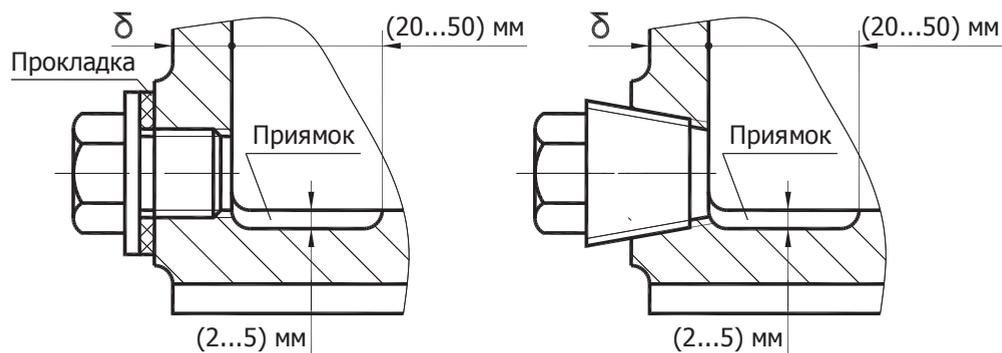
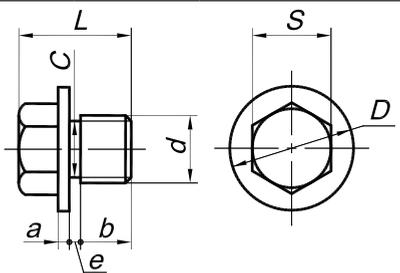


Рис. 6.5

Таблица 6.4

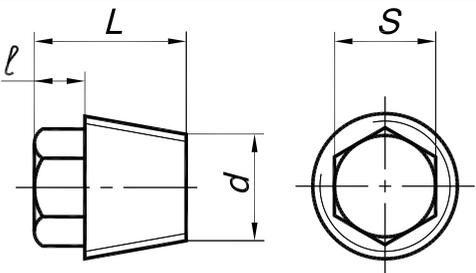
Пробки к маслоспускному отверстию (размеры, мм)



d	b	a	e	L	C	D	S
M12×1,5	11	2	2	20	10	22	14
M16×1,5	12	3	3	23	13,8	26	17
M20×2	15	4	3	29	17,8	30	22
M22×2	15	4	3	29	19,8	32	22
M27×2	18	4	4	34	24	38	27
M30×2	18	4	4	36	27	45	32
M33×2	20	4	4	38	30	48	32
M36×3	25	5	6	45	31,5	50	36

Таблица 6.5

Пробки с конической трубной резьбой к маслоспускному отверстию (размеры, мм)



d	L	l	S	Конусность резьбы
$\frac{1}{2}$ "	21	7	14	1:16
$\frac{3}{4}$ "	25	9	17	1:16
1"	30	10	22	1:16
$1\frac{1}{2}$ "	38	16	36	1:16

Для облегчения отделения крышки от основания корпуса при разборке на пояс крышки устанавливают отжимной болт (см. рис. 6.2).

6.3. Конструирование смотрового люка

Для заливки масла и осмотра зубчатых колес в крышке корпуса имеется окно, закрываемое крышкой (см. рис. 6.6 и табл. 6.6).

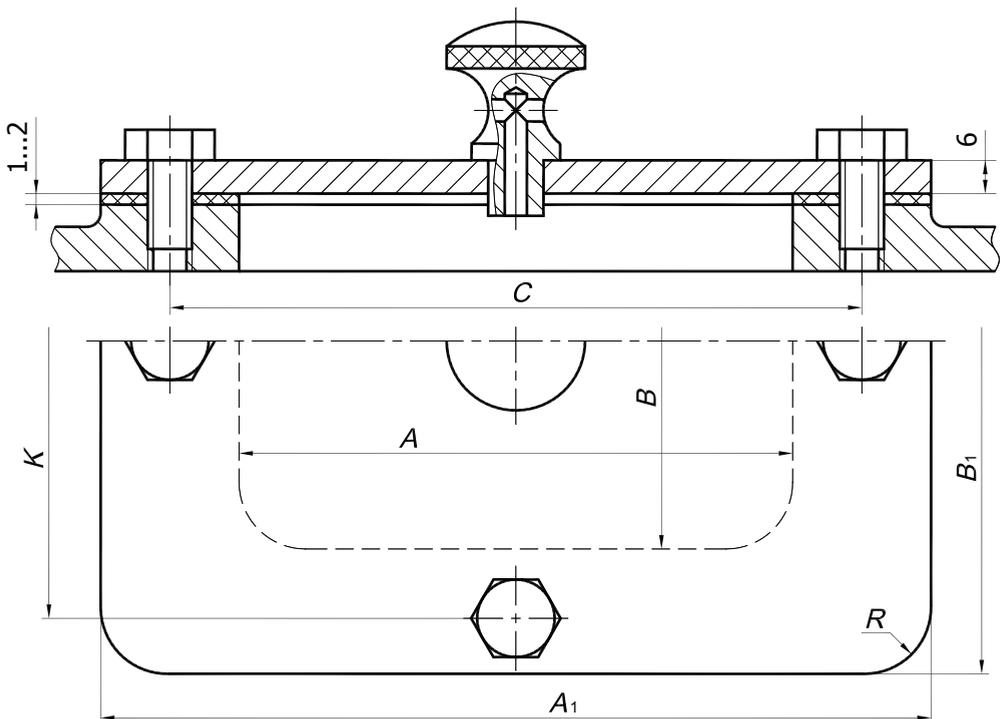


Рис. 6.6

Таблица 6.6

Крышка смотрового окна (размеры, мм)

A	B	A_1	B_1	C	K	R	Размеры болта	Число болтов
100	75	150	120	125	100	12	M8×22	4
150	100	190	140	175	120	12	M8×22	4
200	150	250	200	230	180	15	M10×22	6

В крышке предусматривают отдушину, соединяющую внутреннюю полость редуктора с атмосферой. Установка отдушины повышает надежность уплотнений (при отсутствии отдушины незначительное повышение давления внутри корпуса может привести к выдавливанию смазки через уплотнения). Простой отдушиной может быть ручка крышки смотрового окна (рис. 6.7) или пробка с отверстием (рис. 6.8, табл. 6.7).

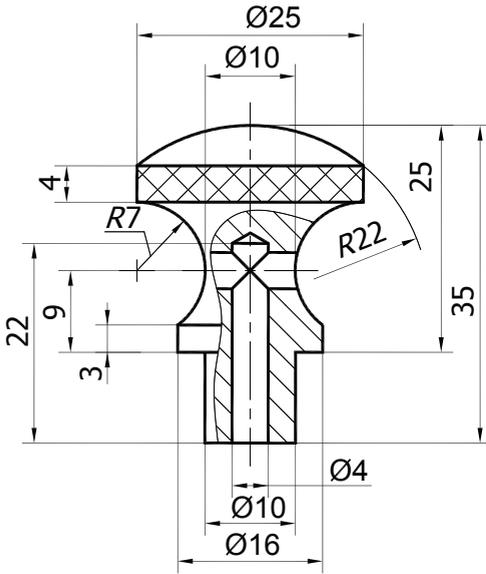


Рис. 6.7

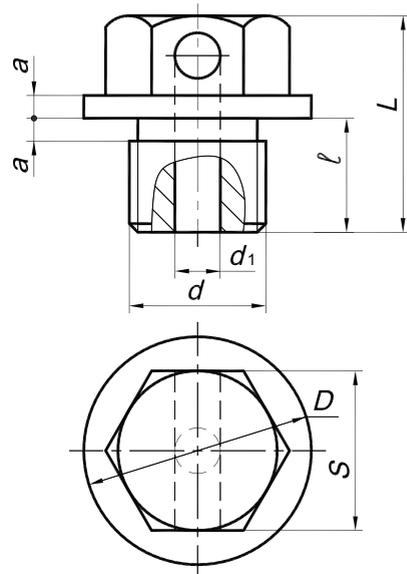


Рис. 6.8

Таблица 6.7

Пробка-отдушину (размеры, мм)

d	D	L	l	d_1	a	S
M12×1,5	20	19	10	4	2	14
M16×1,5	26	23	12	5	3	17
M20×2	30	28	15	6	3	22
M22×2	32	29	15	6	3	22
M27×2	38	34	18	6	4	27
M30×2	45	36	18	6	4	32
M33×2	48	38	20	6	4	32
M36×3	50	45	25	6	6	36

6.4. Конструктивные элементы, связанные с системой контроля уровня смазки редуктора

Контроль уровня масла, находящегося в корпусе редуктора, производят с помощью маслоуказателей.

Простейший жезловый маслоуказатель показан на рис. 6.9. Размеры приведены в табл. 6.8.

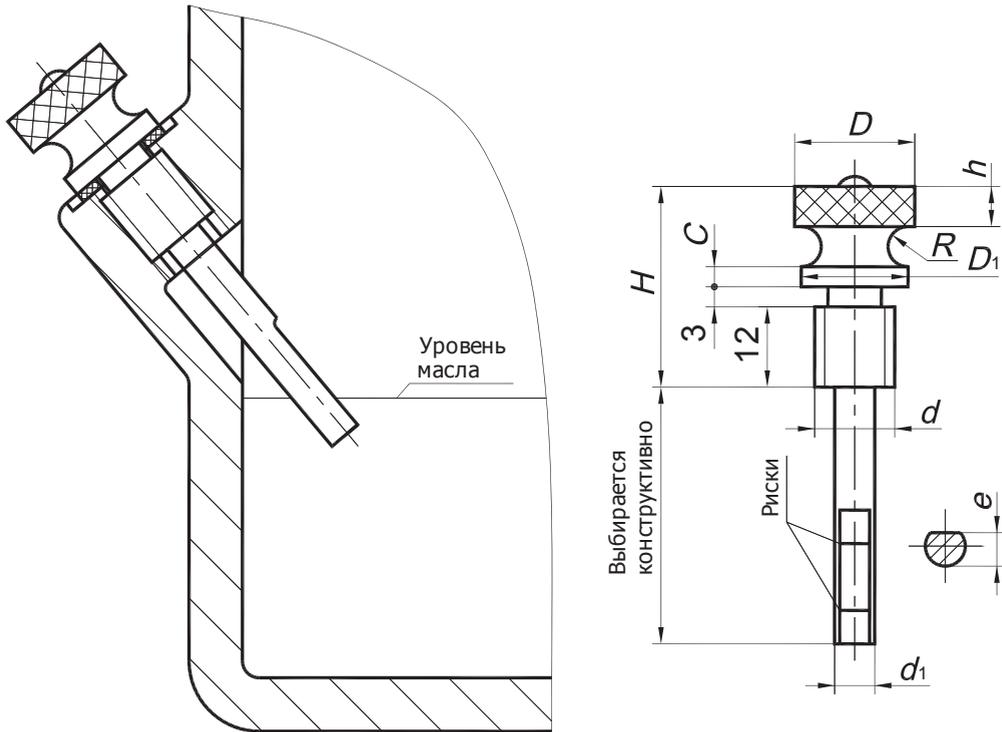


Рис. 6.9

Таблица 6.8

Жезловый маслоуказатель (размеры, мм)

d	d_1	D	D_1	h	H	R	C	e
M12	6	18	16	6	30	5	3	5
M16	8	22	20	7	34	7	3	7
M24	12	50	30	10	40	10	5	10

Фонарные маслоуказатели показаны на рис. 6.10, 6.11, а их размеры в табл. 6.9 и 6.10.

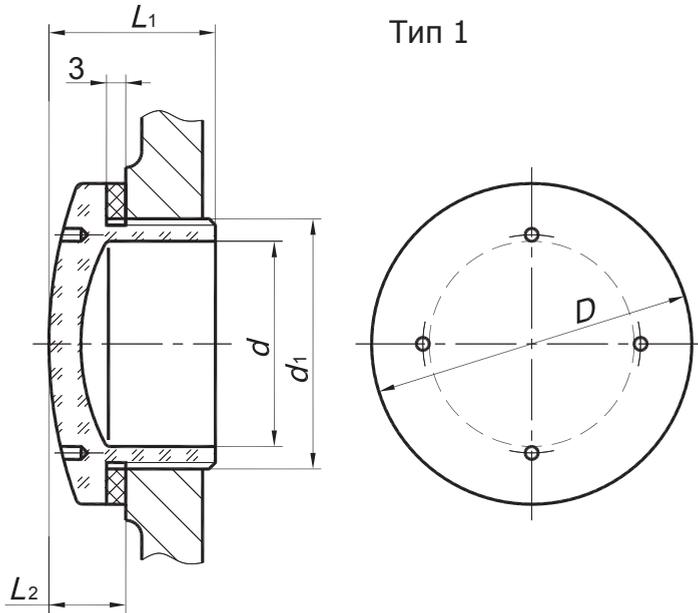


Рис. 6.10

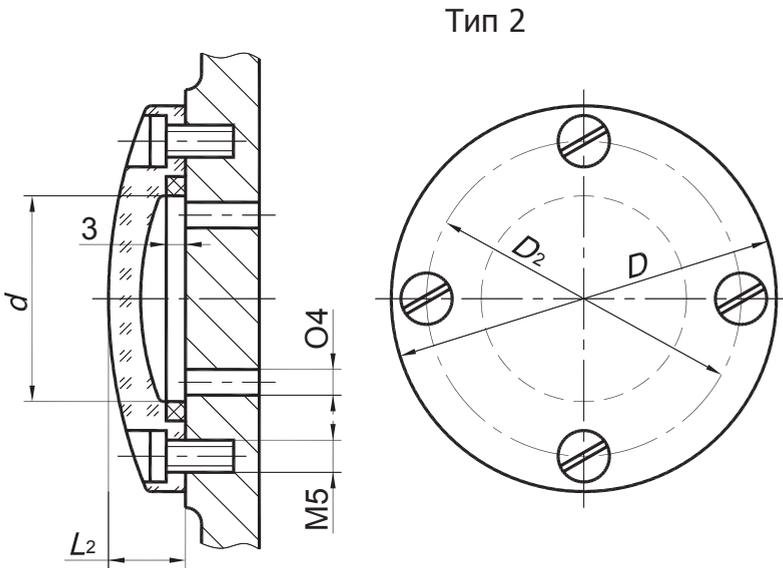


Рис. 6.11

Таблица 6.9

Фонарный маслоуказатель, тип 1 (размеры, мм)

d	d_1	D	L_1	L_2
16	M22×1,5	30	20	10
20	M27×1,5	40	22	10
32	M39×1,5	50	26	12
50	M60×1,5	70	32	16

Таблица 6.10

Фонарный маслоуказатель, тип 2 (размеры, мм)

d	D	D_2	L_2
32	60	49	12
50	80	69	16

7. Смазывание редуктора

В обеспечении работоспособности машины и механизма большее значение имеет рациональная схема смазывания. Смазывание зубчатых колес в редукторе осуществляется чаще всего окунанием колеса в масляную ванну (масло, заливаемое в основание корпуса — картер). Колесо при вращении разбрызгивает масло и внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, так называемый «масляный туман». Такое картерное смазывание применяется при окружной скорости зубчатых колес до 12,5 м/с, так как при более высоких скоростях масло сбрасывается с зубьев центробежной силой и зацепление работает при недостаточном смазывании. Минимальный уровень погружения колеса в масляную ванну (рис. 7.1)

$$h_{\min} = 2m \geq 10 \text{ мм.}$$

Максимальное

$$h_{\max} = 0,25d_2,$$

где d_2 — диаметр зубчатого колеса.

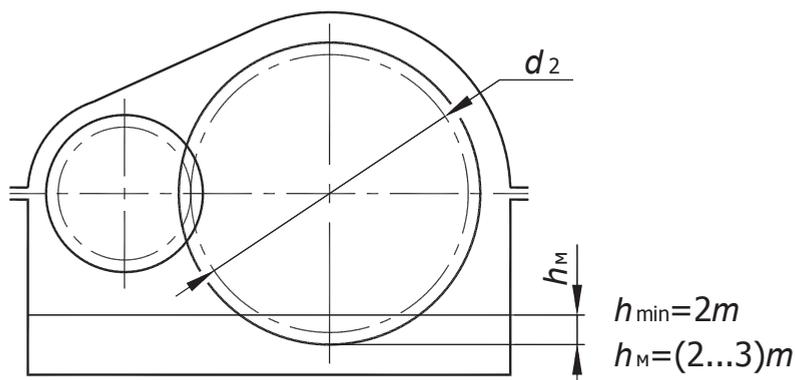


Рис. 7.1

Следует учитывать, что чем меньше окружная скорость колеса, тем на большую глубину оно может быть погружено. У вертикальных редукторов при нижнем расположении шестерни возможен вариант, когда необходимый уровень погружения зубьев приведет к недопустимому затоплению подшипника, что в свою очередь вызовет его перегрев. Опыт показывает, что допустимым является уровень масла не выше середины нижнего тела качения подшипника. В этом случае для создания масляного тумана предусматривают специальные брызговики (рис. 7.2).

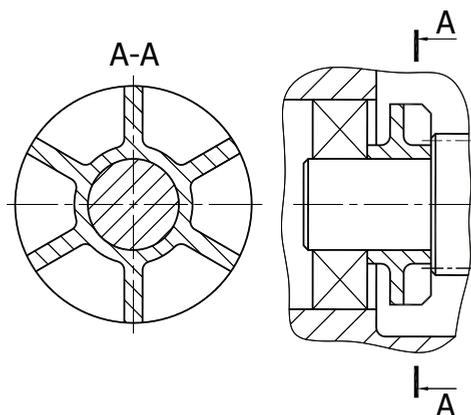


Рис. 7.2

Сорт масла выбирается по рекомендуемой кинематической вязкости. Чем выше контактное напряжение, тем вязкость смазки должна быть больше, а с другой стороны, чем выше скорость, тем меньше должна быть вязкость масла. Поэтому требуемую вязкость масла определяют в зависимости от контактных напряжений и окружной скорости по табл. 7.1. И затем по табл. 7.2 выбирают конкретный сорт масла.

Таблица 7.1

**Рекомендуемые значения вязкости масла
для смазывания зубчатых передач при 40 °С**

Контактные напряжения σ_B , МПа	Рекомендуемая кинематическая вязкость, $\text{мм}^2/\text{с}$, при окружной скорости, м/с		
	до 2	2...5	свыше 5
До 600	34	28	22
600...1000	60	50	40
1000...1200	70	60	50

Таблица 7.2

Масла, применяемые для смазывания зубчатых передач при 40 °С

Марка масла	Кинематическая вязкость, мм ² /с
И-Г-А-22	19...25
И-Г-А-32	29...35
И-Г-А-46	41...51
И-Г-А-68	61...75

Примечание. В обозначении масел: И — индустриальное; Г — для гидравлических систем (вариант Т — тяжело нагруженные узлы); А — без присадок (С — с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками, Д — тоже + противоизносными); число — класс кинематической вязкости, мм²/с.

При смазывании окунанием объем масляной ванны принимают из расчета 0,5...0,8 литра на 1 кВт передаваемой мощности.

Смазывание подшипников целесообразно осуществлять той же смазкой, что и зубчатые колеса. Если при картерном смазывании зацепления окружная скорость колеса $V \geq 1$ м/с, брызг масла достаточно и для смазывания подшипников. Недостатком такого способа смазывания является возможность попадания в подшипник продуктов износа зубчатых колес.

Если окружная скорость зубчатого колеса менее 1 м/с, то подшипники смазываются пластичным смазочным материалом. Обычно используют ЦИАТИМ-201, Литол-24 и им подобные. Смазочный материал должен занимать от половины до двух третей объема подшипниковой полости.

Особенности конструкции подшипниковых узлов, связанные со способом смазывания, приведены в разделе 1.

8. Сборочный чертеж редуктора

Разрез редуктора плоскостью, проходящей через оси валов, является основным элементом сборочного чертежа редуктора. Этот графический документ является органичным продолжением эскиза, выполненного ранее. Изображение на рис. 1.7 должно быть дополнено элементами корпуса.

На рис. 8.1 представлен разрез одноступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора с косозубыми колесами. Подшипники шариковые радиальные однорядные, смазывание их осуществляется масляным туманом. Зазор в подшипниках регулируется прокладками под фланцами крышек. В качестве уплотнения использованы стандартные резиновые армированные манжеты. Крышка корпуса и основание скреплены болтовыми соединениями. Для предотвращения смещения крышки и основания в плоскости разреза использованы 2 штифта.

На сборочном чертеже указываются размеры:

- ◆ габаритные;
- ◆ присоединительные и установочные, т. е. размеры тех элементов, которыми данное изделие соединяется с другими;
- ◆ посадочные, определяющие сопряжение деталей сконструированного изделия;
- ◆ характерные — размеры, определяющие специфические особенности конструкции.

На рис. 8.1 присоединительными размерами являются размеры входного и выходного участков валов. К установочным размерам относятся диаметр отверстий под фундаментные болты и расстояние между их осями. Посадочные размеры — оговорены выше при рекомендациях по конструированию элементов редуктора. Характерным размером для редуктора является межосевое расстояние, указываемое на сборочном чертеже, с симметричным допуском, соответствующим, например, сопряжению B .

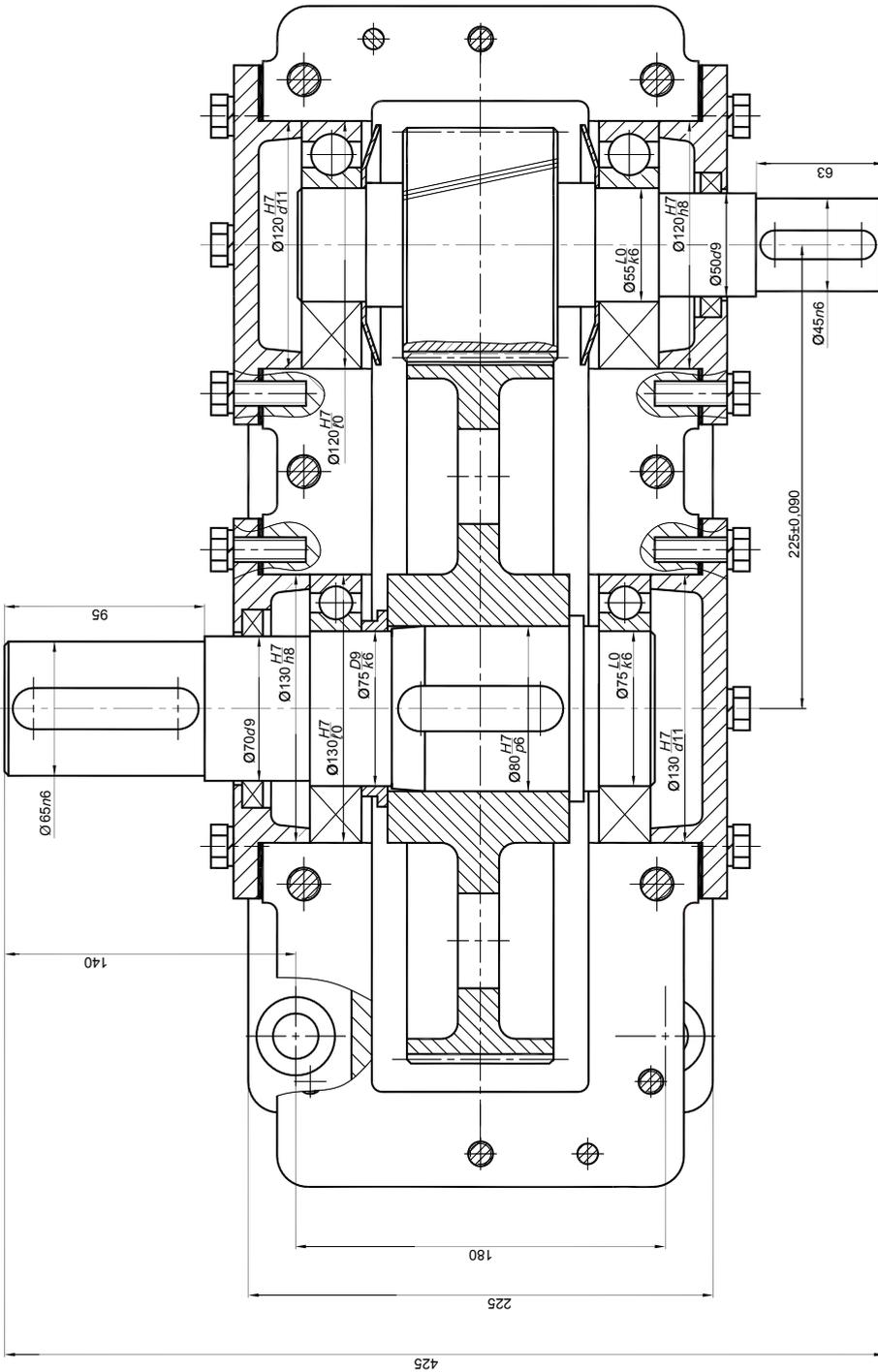


Рис. 8.1

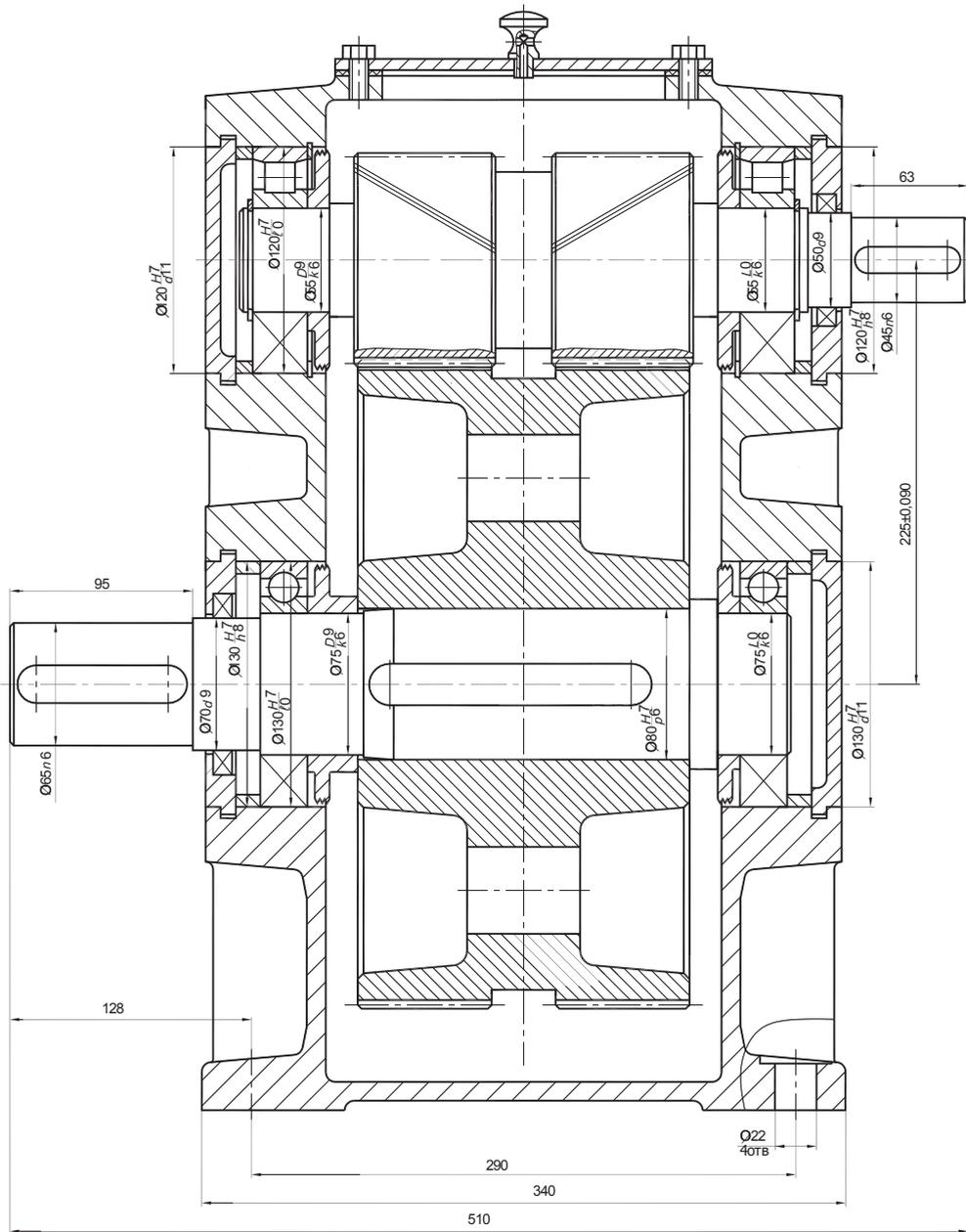


Рис. 8.2

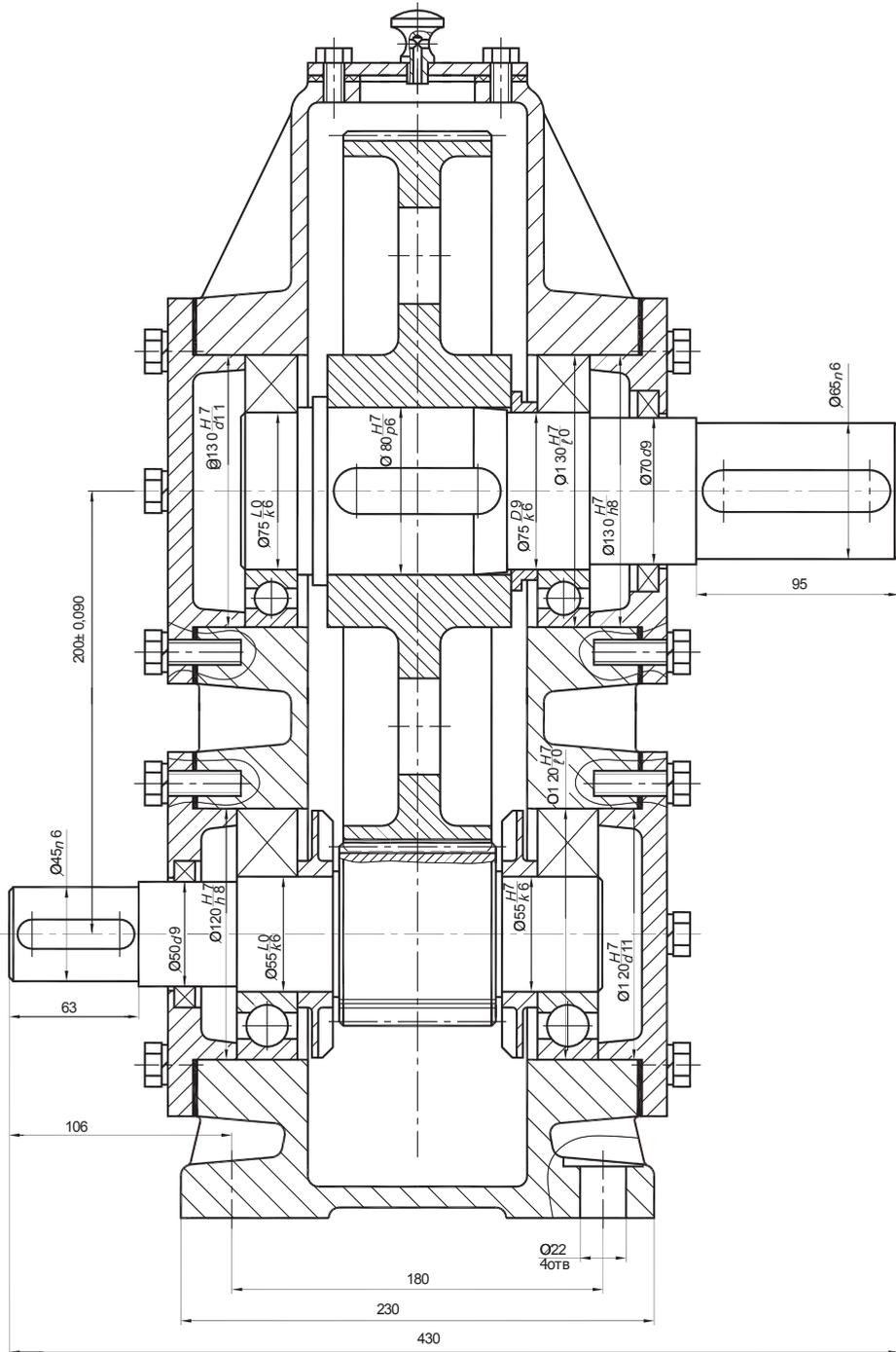


Рис. 8.3

На рис. 8.2 представлен разрез вертикального редуктора с верхним расположением шестерни: зубчатые колеса с шевронными зубьями; подшипниковые крышки врезные; регулировка зазора в подшипниках тихоходного вала осуществляется подшлифованием торцев втулок.

Конструкция вертикального редуктора с нижним расположением шестерни представлена на рис. 8.3. Особенностью является смазывание зацепления масляным туманом, создаваемым брызговиками.

9. Выполнение рабочих чертежей деталей

После изучения теоретических сведений и расчетных зависимостей переходят к выполнению рабочих чертежей следующих деталей: вала, зубчатого колеса и крышки подшипникового узла.

Эти чертежи являются элементами рабочей документации проекта изделия и должны быть выполнены таким образом, чтобы по ним можно было изготовить детали и контролировать их изготовление.

При создании рабочих чертежей следует учитывать не только функциональное назначение детали, но и вопросы технологии ее изготовления, которая в свою очередь должна обеспечивать минимум материальных и трудовых затрат.

Чертежи вала и зубчатого колеса выполняют на листе формата А3 или А2.

Деталь располагают на чертеже в том положении, какое она занимает при выполнении основных технологических операций, т. е. ось детали — тела вращения (вал, зубчатое колесо) располагают параллельно основной надписи.

Рабочий чертеж должен содержать минимально необходимое число видов, разрезов и сечений, достаточное для полного представления о форме и размере детали. На чертеже должна быть информация о допусках размеров, допусках на форму и взаимное расположение поверхностей, технических требованиях, предъявляемых к детали.

Размеры на рабочих чертежах деталей можно условно разделить на:

- ◆ функциональные, определяющие качественные показатели изделия;
- ◆ свободные, размеры несопряженных поверхностей;
- ◆ справочные.

Функциональные размеры задают в соответствии с чертежом сборочной единицы. Свободные размеры задают с учетом технологии изготовления и удобства контроля. Справочные размеры не подлежат вы-

полнению по данному чертежу и указываются для большего удобства пользования чертежом. Справочные размеры отмечают звездочкой, и в технических требованиях делается запись «* — размеры для справок».

На все размеры указывают предельные отклонения либо:

- ◆ условное обозначение полей допусков, например, $\text{Ø}56\ H7$;
- ◆ числовое значение предельных отклонений, например, $\text{Ø}57^{+0,030}$;
- ◆ условное обозначение полей допусков с указанием справа в скобках значений предельных отклонений, например, $\text{Ø}20\ P8\left(\begin{smallmatrix} -0,018 \\ -0,045 \end{smallmatrix}\right)$.

Первый способ рекомендуется применять при номинальных размерах, входящих в ряд стандартных чисел, второй — при нестандартных числах номинальных размеров и третий — при стандартных числах, но при не рекомендуемых полях допусков.

Предельные отклонения на свободные размеры оговаривают в технических требованиях фразой «Общие допуски ГОСТ 30893.2 — mK ». Символ « m » указывает на то, что по этому ГОСТу выбираются предельные отклонения размеров, соответствующие среднему классу точности (f — точному, c — грубому). Буква « K » означает, что также по среднему классу точности назначаются допуски на форму и взаимное расположение поверхностей, кроме тех, которые указаны на чертеже условными обозначениями.

9.1. Обозначение шероховатости

Из числа параметров шероховатости, установленных ГОСТ 2789–73, в машиностроении наиболее часто применяют:

R_a — среднее арифметическое отклонение профиля, мкм (основной из высотных параметров шероховатости; назначают на все обработанные поверхности);

R_z — высота неровностей профиля, мкм (определяют по пяти измерениям высот неровностей; назначают на поверхности, получаемые литьем, ковкой, чеканкой).

Для обозначения на чертежах шероховатости поверхностей применяют знаки (см. рис. 9.1, a – $в$). Высота h равна высоте размерных чисел на чертеже, высота

$$H = (1,5 \dots 3,0)h.$$

Если вид обработки поверхности конструктор не устанавливает, то применяют знак, показанный на рис. 9.1, *а*. Это обозначение является предпочтительным. Если требуется, чтобы поверхность была образована обязательно удалением слоя материала, например точением, шлифованием, полированием и пр., применяют знак, показанный на рис. 9.1, *б*.

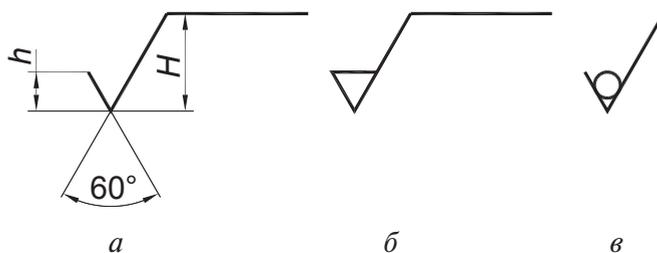


Рис. 9.1

Таблица 9.1

Рекомендуемые значения параметра шероховатости

Вид поверхности	Ra , мкм
Посадочные поверхности валов и корпусов из стали под подшипники качения класса точности 0 при: диаметрах до 80 мм диаметрах свыше 80 мм	1,25 2,5
Посадочные поверхности корпусов из чугуна под подшипники качения класса точности 0 при: диаметрах до 80 мм диаметрах свыше 80 мм	2,5 3,2
Торцы заплечиков валов и корпусов для базирования подшипников качения точности 0	2,5
Торцы заплечиков валов для базирования зубчатых колес при отношении длины отверстия ступицы к его диаметру: $l/d < 0,7$ $l/d \geq 0,7$	1,6 3,2
Поверхности валов под резиновые манжеты	0,63
Канавки, фаски, радиусы галтелей на валах	6,3
Поверхности шпоночных пазов на валах: рабочие нерабочие	3,2 6,3
Поверхности шпоночных пазов в отверстиях колес, шкивов: рабочие нерабочие	1,6 3,2

Окончание табл. 9.1

Вид поверхности	Ra , мкм
Торцы ступиц зубчатых колес, базирующихся по торцу заплечиков валов при отношении длины отверстия в ступице к его диаметру $l/d < 0,7$ $l/d \geq 0,7$	1,6 3,2
Свободные (нерабочие) торцовые поверхности зубчатых колес	6,3
Рабочие поверхности зубьев зубчатых колес внешнего зацепления: с модулем ≤ 5 мм с модулем > 5 мм	1,25 2,5
Поверхности выступов зубьев колес, зубьев звездочек цепных передач	6,3
Фаски и выточки на колесах	6,3
Рабочая поверхность шкивов ременных передач	2,5
Рабочая поверхность зубьев звездочек цепных передач	3,2
Поверхности отверстий под болты, винты, шпильки	12,5
Опорные поверхности под головки болтов, винтов, гаек	6,3

Если важно, чтобы поверхность была образована без удаления слоя материала (чеканка, накатывание роликами и пр.), применяют знак, показанный на рис. 9.1, *в*. Такой же знак применяют для обозначения шероховатости поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу.

Числовые значения параметра шероховатости Ra можно принимать по табл. 9.1.

9.2. Технические требования

Технические требования располагают над основной надписью. Технические требования записывают в следующем порядке:

1. Требование к материалу, заготовке, термической обработке и к свойствам материала готовой детали (...НВ, ...HRC).
2. Указания о размерах (размеры для справок, радиусы закруглений, углы и др.).
3. Предельные отклонения размеров (неуказанные предельные отклонения и др.).
4. Допуски формы и взаимного расположения поверхностей, на которые в ГОСТ 2.308—79 нет условных графических знаков.

5. Требования к качеству поверхности (указания об отделке, покрытии, шероховатости).

В основной надписи по форме 1 (см. рис. 9.2) приводится в соответствующих графах:

- 1 — наименование изделия;
- 2 — обозначение документа;
- 3 — материал детали;
- 4 — литера документа;
- 5 — масса изделия в кг;
- 6 — масштаб;
- 7 — порядковый номер листа;
- 8 — общее количество листов документа;
- 9 — сокращенное название ВУЗа, кафедры.

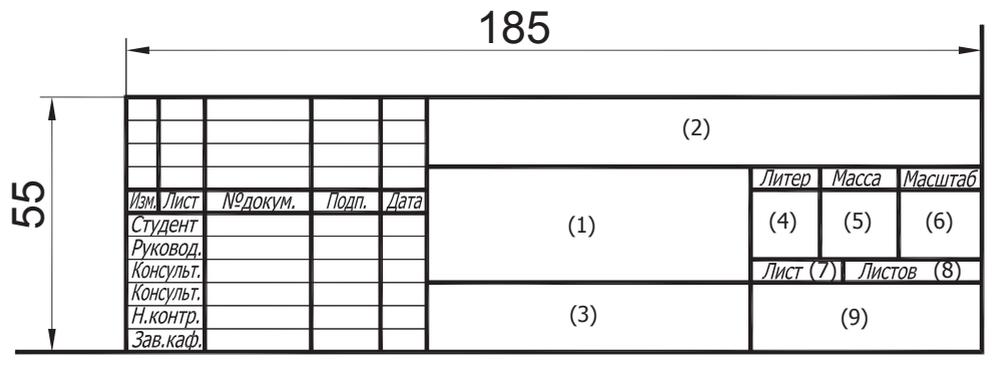


Рис. 9.2

Обозначение документа включает 13 знаков. Первые 4 символа — код профиля бакалавра (специалиста), далее шестизначный код изделия по классификатору ЕСКД и далее трехзначный порядковый номер изделия.

9.3. Особенности чертежа зубчатого колеса

Особенностью рабочего чертежа зубчатого колеса и вала-шестерни является таблица параметров зубчатого венца, которая размещается в правом верхнем углу чертежа (см. рис. 9.3). Если зубчатое колесо

прямозубое, строки «угол наклона» и «направление линии зуба» из таблицы исключаются. Допускается длину общей нормали не рассчитывать и ставить прочерк в соответствующей графе таблицы.

$\sqrt{Ra6,3(\sqrt)}$	
Модуль	m_n
Число зубьев	Z
Угол наклона	β
Направление линии зуба	—
Нормальный исходный контур	—
Коэффициент смещения	X
Степень точности	
по ГОСТ 1643-81	—
Длина общей нормали	W
Делительный диаметр	d
65	10 35

Рис. 9.3

Примеры рабочих чертежей вала, зубчатого колеса и крышки подшипникового узла представлены на рис. 9.4—9.6.

10. Дополнительные материалы для самостоятельной работы студентов

10.1. Оформление пояснительной записки

Все расчеты и пояснения к графической части объединяются в пояснительную записку. Текстовые документы оформляются в соответствии со стандартами ЕСКД.

Пояснительная записка выполняется на листах формата А4 рукописным способом либо с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ. Допускается использовать сочетание этих способов представления информации.

Пояснительная записка содержит:

- ◆ титульный лист;
- ◆ задание;
- ◆ содержание;
- ◆ введение;
- ◆ основную часть;
- ◆ заключение;
- ◆ библиографический список;
- ◆ приложение.

Титульный лист. Форма титульного листа приведена на рис. 10.1.

Отмеченные поля заполняются следующим образом:

- 1 — наименование министерства;
- 2 — наименование учебного заведения;
- 3 — наименование кафедры;
- 4 — наименование изделия (прописными буквами);
- 5 — наименование документа;
- 6 — обозначение документа;
- 7 — разработчики документа (фамилия и инициалы руководителя, фамилия и инициалы студента, индекс учебной группы и подписи разработчиков);
- 8 — год создания документа (без слова «год» либо сокращенно «г.»).

The diagram shows a rectangular frame containing eight numbered fields for a task form. The fields are arranged as follows:

- Field 1: A wide horizontal rectangle at the top.
- Field 2: A wide horizontal rectangle below field 1.
- Field 3: A narrow horizontal rectangle below field 2.
- Field 4: A wide horizontal rectangle below field 3.
- Field 5: A wide horizontal rectangle below field 4.
- Field 6: A narrow horizontal rectangle below field 5.
- Field 7: A large wide horizontal rectangle below field 6.
- Field 8: A narrow horizontal rectangle at the bottom.

Рис. 10.1

Пример выполнения титульного листа приведен на рис. 10.2.

Задание на курсовую работу или проект приводят на заглавном листе пояснительной записки. Заглавный лист должен иметь основную надпись по форме 2 (см. рис. 10.3). Последующие листы имеют надпись по форме 2 а (см. рис. 10.4). Допускается последующие листы после заглавного листа выполнять без рамки и надписи. Нумерация листов в этом случае проставляется внизу листа справа или посередине.

Форма задания на курсовую работу или проект приведена на рис. 10.5. Отмеченные поля заполняются следующим образом:

- 1 — наименование дисциплины;
- 2 — вариант задания;
- 3 — кинематическая схема привода;

Министерство образования и науки Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н.Ельцина
Кафедра «Детали машин»

Оценка за проект

Члены комиссии:

(подписи)

ПРИВОД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

Пояснительная записка

1303.303110.000.ПЗ

Руководитель

Иванов А. А.

Студент

Сидоров К. К.

Группа

ЭН 250014

2017

Рис. 10.2

- 4 — кинематическая схема редуктора;
- 5 — исходные данные для проектирования;
- 6 — индекс учебной группы;
- 7 — фамилия и инициалы студента;
- 8 — подпись студента;
- 9 — фамилия и инициалы руководителя.

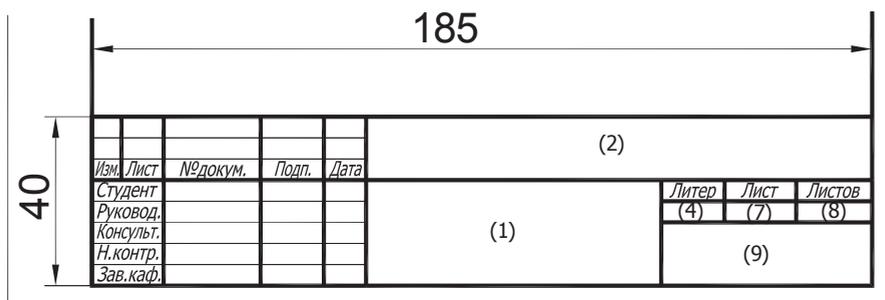


Рис. 10.3

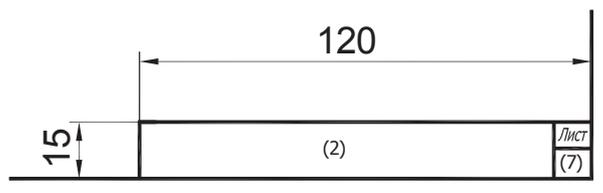


Рис. 10.4

Содержание приводят на последующих листах пояснительной записки. Слово «СОДЕРЖАНИЕ» записывают строчными буквами симметрично относительно текста. В содержании приводят заголовки всех разделов и подразделов с указанием номеров страниц, на которых помещены эти заголовки.

Основная часть пояснительной записки состоит из разделов, которые в свою очередь могут быть разбиты на подразделы, пункты и подпункты. Разделы имеют порядковую нумерацию в пределах всей основной части, подразделы нумеруются в пределах разделов и т. д. В конце номеров разделов, подразделов, пунктов и подпунктов ставят точку. Например разделы 1.; 2., подразделы 1.2.; 1.3., пункты 1.2.1.; 1.2.2., подпункты 1.2.1.1.; 1.2.1.2. Заголовки разделов записывают симметрично тексту прописными буквами с расстоянием до последующего текста 10 мм.

Задание на курсовую работу (проект)
 по дисциплине
 на тему: «Привод технологической машины»
 Вариант

Схема привода

3

Схема редуктора

4

Исходные данные

5

Студент группы
 Фамилия И.О.
 (подпись)
 Руководитель
 Фамилия И.О. _____
 (подпись)

<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>Литер</i>	<i>Лист</i>
Студент							1
Руковод.							
Консульт.							
Н.контр.							
Зав.каф.							

Рис. 10.5

Заголовки подразделов записывают с абзаца строчными буквами, первая — прописная. Точку в конце заголовка не ставят. Перенос слов в заголовках и подчеркивание в заголовках не допускается.

При оформлении расчетов записывается расчетная формула и приводится ссылка на источник в библиографическом списке. Ссылка заключается в квадратные скобки и содержит номер источника в библиографическом списке и указание страницы, на которой эта формула приведена в источнике, например [2, с. 35]. Далее с новой строки записывается слово «где» и приводится расшифровка обозначения величин, входящих в формулу, с указанием единиц измерения и в той же последовательности, в которой они приведены в формуле. Каждое обозначение поясняют в записке 1 раз. Затем подставляют в расчетную формулу числовые значения величин в той же последовательности, в которой они приведены в формуле, и приводят окончательный результат с указанием единиц измерения, опуская промежуточные операции и сокращения.

Расчетные схемы, эпюры моментов, эскизы номеруют арабскими цифрами в пределах всей записки, например: Рис. 1, Рис. 2 и т. д.

В конце записки приводят библиографический список. Список составляют в порядке упоминания в тексте пояснительной записки. Например: «1. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов/П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. 5-е изд., перераб. и доп. Москва: Высш. шк., 1998. 447 с.»

10.2. Содержание и типовые задания

В пособии приведены типовые задания (см. табл. 10.1). В табл. 10.1 предлагаются схемы приводов. Они представляют собой сочетание редуктора с ременной (задания 1, 3) или цепной (задания 2, 4) передачами. Отличие задания 1 от 3 и 2 от 4 заключается в том, что ведомый шкив и ведущая звездочка соответственно имеют собственные валы и подшипники, что меняет характер нагружения валов и подшипников редуктора. В задании 5 в качестве исполнительного механизма использован барабан ленточного транспортера. В приводах по заданиям 6 и 7 использованы как ременная, так и цепная передачи. В заданиях 8–11 конкретизирован исполнительный механизм технологической

машины в виде ведущего барабана ленточного транспортера, что позволяет задавать параметры движения на выходе привода силой натяжения F ленты транспортера и скорости V ее движения.

В табл. 10.2 приведены схемы одноступенчатых редукторов цилиндрических и конических с различным расположением осей валов в пространстве (вертикальные и горизонтальные), с указанием направления линии зуба зубчатых колес (прямозубые, косозубые и с шевронным зубом).

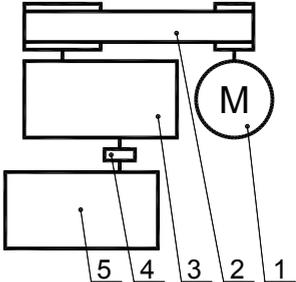
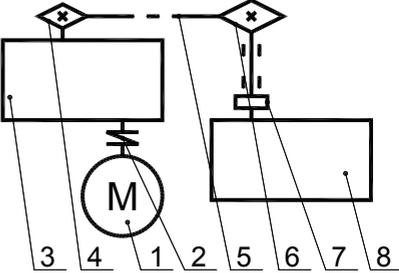
Численные данные для расчета, регламентирующие: параметры движения (мощность P , частоту вращения n , крутящий момент T) на валу исполнительного механизма; режим работы (типовой) и долговечность конструкции, приведены в табл. 10.3–10.5.

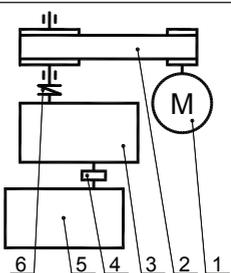
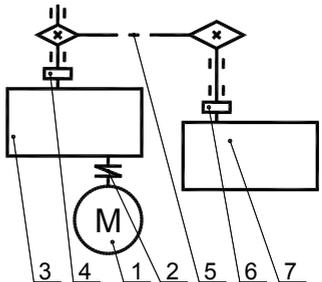
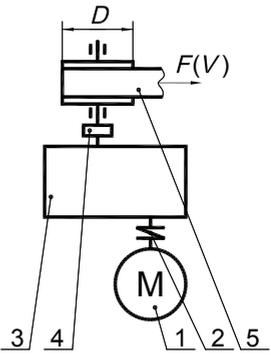
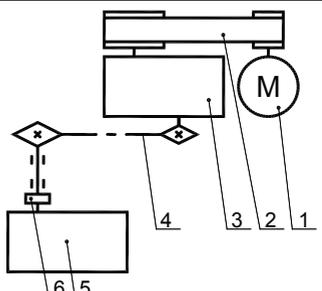
Различные варианты численных данных приводят не только к различным габаритам редуктора и привода в целом, но и зачастую требуют различных конструкторских решений.

Таким образом, приведенные типовые задания позволяют индивидуализировать работу каждого студента, обеспечить самостоятельный и творческий подход при выполнении курсового проекта.

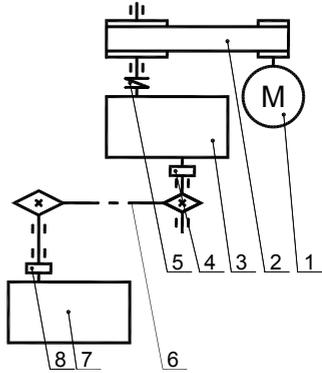
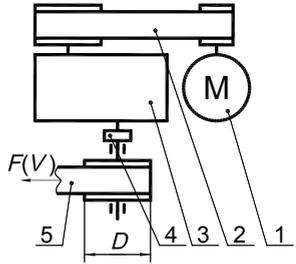
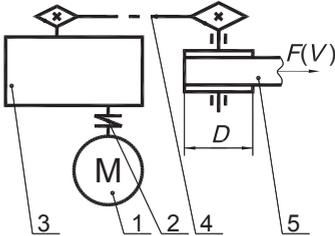
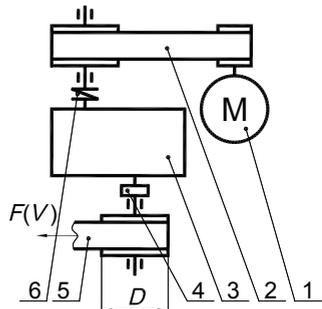
Таблица 10.1

Схемы приводов технологических машин

ЗАДАНИЕ № 1	
	<p>1 — электродвигатель 2 — ременная передача 3 — редуктор 4 — муфта зубчатая 5 — исполнительный механизм</p>
ЗАДАНИЕ № 2	
	<p>1 — электродвигатель 2 — упругая муфта 3 — редуктор 4 — ведущая звездочка 5 — цепь 6 — ведомая звездочка 7 — муфта зубчатая 8 — исполнительный механизм</p>

<p>ЗАДАНИЕ № 3</p> 	<p>1 — электродвигатель 2 — ременная передача 3 — редуктор 4 — муфта зубчатая 5 — исполнительный механизм 6 — муфта упругая</p>
<p>ЗАДАНИЕ № 4</p> 	<p>1 — электродвигатель 2 — упругая муфта 3 — редуктор 4 — муфта зубчатая 5 — цепная передача 6 — муфта зубчатая 7 — исполнительный механизм</p>
<p>ЗАДАНИЕ № 5</p> 	<p>1 — электродвигатель 2 — упругая муфта 3 — редуктор 4 — муфта зубчатая 5 — транспортер</p>
<p>ЗАДАНИЕ № 6</p> 	<p>1 — электродвигатель 2 — ременная передача 3 — редуктор 4 — цепная передача 5 — исполнительный механизм 6 — муфта зубчатая</p>

Продолжение табл. 10.1

<p>ЗАДАНИЕ № 7</p> 	<p>1 — электродвигатель 2 — ременная передача 3 — редуктор 4 — муфта зубчатая 5 — упругая муфта 6 — цепная передача 7 — исполнительный механизм 8 — муфта зубчатая</p>
<p>ЗАДАНИЕ № 8</p> 	<p>1 — электродвигатель 2 — ременная передача 3 — редуктор 4 — муфта зубчатая 5 — транспортер</p>
<p>ЗАДАНИЕ № 9</p> 	<p>1 — электродвигатель 2 — упругая муфта 3 — редуктор 4 — цепная передача 5 — транспортер</p>
<p>ЗАДАНИЕ № 10</p> 	<p>1 — электродвигатель 2 — ременная передача 3 — редуктор 4 — муфта зубчатая 5 — транспортер 6 — упругая муфта</p>

Продолжение табл. 10.1

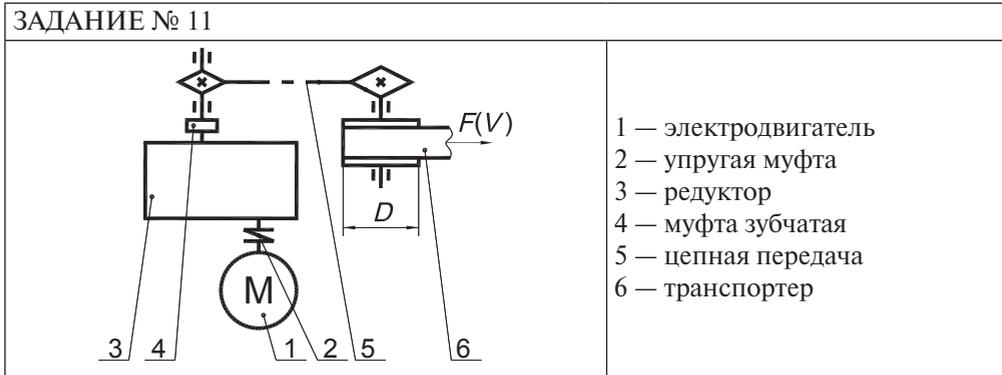


Таблица 10.2

Конструктивные схемы редукторов

	Горизонтальный	Вертикальный	Вертикальный
Прямоугольный	№ 1 	№ 2 	№ 3
	Косозубый	№ 4 	№ 5
Шевронный	№ 7 	№ 8 	№ 9

Окончание табл. 10.2

	Горизонтальный № 10	Вертикальный № 11	Вертикальный № 12
Прямозубый			
	<p>№ 13</p> <p>а — прямозубый б — косозубый в — шевронный</p>	<p>№ 14</p> <p>а — прямозубый б — косозубый в — шевронный</p>	
Конические редукторы			
	<p>№ 15</p> <p>а — прямозубый б — с круговым зубом</p>	<p>№ 16</p> <p>а — прямозубый б — с круговым зубом</p>	

Таблица 10.3

Исходные данные для расчета по схемам 1–4 и 6–7

Параметры	Вид передачи	Варианты															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1. Мощность на ведомом валу, кВт	Прямозубая Косозубая	8	6	4	2,5	12	10	6,5	5	4,5	3	2	7	9	11	10	5,5
	Шевронная	10	13	9	15	14	24	19	25	29	20	28	16	20	27	21	18
	Прямозубая Косозубая	60	250	200	220	150	75	65	55	80	70	60	140	170	120	95	100
2. Частота вращения ведомого вала, об/мин	Шевронная	100	90	80	140	95	145	125	275	250	240	210	115	130	145	160	150
	тяжелый	тяжелый	ср. равн.	ср. норм.	легкий	тяжелый	ср. равн.	ср. норм.	легкий	тяжелый	ср. равн.	ср. норм.	легкий	тяжелый	ср. равн.	ср. норм.	легкий
3. Режим работы		рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р
4. Реверсивность		45	60	25	30	35	40	15	20	50	65	40	35	30	25	55	70
5. Продолжительность включения, %		8	10	5	6	7	9	10	8	6	5	7	9	8	6	7	10
6. Срок службы в годах		0,5	0,6	0,8	0,7	0,6	0,5	0,8	0,7	0,4	0,5	0,7	0,7	0,8	0,5	0,4	0,6
7. Коэффициент использования привода в течение года		0,8	0,5	0,7	0,6	0,8	0,9	0,5	0,8	0,8	0,6	0,7	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7
8. Коэффициент использования привода в течение суток																	

Таблица 10.4

Исходные данные для расчета по схеме 5

Параметры	Вид передачи	Варианты															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1. Сила натяжения ленты, кН	Прямозубая Косозубая	8	6	4	2,5	9	7	6,5	5	4,5	3	2	2,5	5,5	5	2	3,5
	Шевронная	10	8	9	11	7	6	5	3,2	2,9	6,4	7,5	4	5,8	6,8	3	8,5
	Прямозубая Косозубая	2,2	3,3	1,3	2	2,7	3	2,5	5	3,8	7	2,6	6	3	4	5	6
2. Скорость движения ленты, м/с	Шевронная	2	3	2,5	2,2	3,5	4	5	6	5,2	3,8	2,4	4,8	3,2	2,8	8	2,7
		200	150	240	270	300	320	350	370	400	430	330	470	250	280	500	310
3. Диаметр барабана, мм		тяжелый	н/р	ср. равн.	н/р	ср. норм.	н/р	легкий	н/р	тяжелый	ср. равн.	н/р	ср. норм.	н/р	легкий	н/р	н/р
	4. Режим работы	рев	н/р	ср. равн.	н/р	ср. норм.	н/р	легкий	н/р	тяжелый	ср. равн.	н/р	ср. норм.	н/р	легкий	н/р	н/р
5. Реверсивность		45	60	25	30	35	40	15	20	50	65	40	35	30	25	55	70
6. Продолжительность включения, %		8	10	5	6	7	9	10	8	6	5	7	9	8	6	7	10
7. Срок службы в годах		0,5	0,6	0,8	0,7	0,6	0,5	0,8	0,7	0,4	0,5	0,7	0,7	0,8	0,5	0,4	0,6
8. Коэффициент использования привода в течение года		0,8	0,5	0,7	0,6	0,8	0,9	0,5	0,8	0,8	0,6	0,7	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7
9. Коэффициент использования привода в течение суток																	

Таблица 10.5

Исходные данные для расчета по схемам 8—11

Параметры	Вид передачи	Варианты															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1. Сила натяжения ленты, кН	Прямозубая	9,8	7,0	1,5	0,8	5,1	9,6	5,5	4,6	2,7	1,9	1,4	5,0	6,6	5,1	3,7	2,0
	Косозубая	9,5	9,9	8,6	7,5	9,4	8,3	6,4	5,5	6,0	5,2	7,8	8,5	8,1	6,2	5,9	8,0
2. Скорость движения ленты, м/с	Прямозубая	1,2	1,9	2,6	3,2	2,3	1,4	1,2	1,8	1,7	1,4	2,8	2,6	2,0	2,8	2,1	3,0
	Косозубая	1,1	1,0	1,9	2,0	1,5	2,5	2,3	4,1	4,3	3,6	2,7	3,0	2,7	3,5	4,0	3,2
3. Диаметр барабана, мм		200	220	250	270	300	320	350	380	400	420	450	460	500	520	550	560
4. Режим работы	тяжелый	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р
	легкий	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р	рев	н/р
5. Реверсивность	тяжелый	45	60	25	30	35	40	15	20	50	65	40	35	30	25	55	70
	легкий	8	10	5	6	7	9	10	8	6	5	7	9	8	6	7	10
6. Продолжительность включения, %	тяжелый	0,5	0,6	0,8	0,7	0,6	0,5	0,8	0,7	0,4	0,5	0,7	0,7	0,8	0,5	0,4	0,6
	легкий	0,8	0,5	0,7	0,6	0,8	0,9	0,5	0,8	0,8	0,6	0,7	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7
7. Срок службы в годах	тяжелый	8	10	5	6	7	9	10	8	6	5	7	9	8	6	7	10
	легкий	0,5	0,6	0,8	0,7	0,6	0,5	0,8	0,7	0,4	0,5	0,7	0,7	0,8	0,5	0,4	0,6
8. Коэффициент использования привода в течение года	тяжелый	0,8	0,5	0,7	0,6	0,8	0,9	0,5	0,8	0,8	0,6	0,7	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7
	легкий	0,8	0,5	0,7	0,6	0,8	0,9	0,5	0,8	0,8	0,6	0,7	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7
9. Коэффициент использования привода в течение суток	тяжелый	0,8	0,5	0,7	0,6	0,8	0,9	0,5	0,8	0,8	0,6	0,7	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7
	легкий	0,8	0,5	0,7	0,6	0,8	0,9	0,5	0,8	0,8	0,6	0,7	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7

Графическая часть включает элемент сборочного чертежа редуктора, а именно разрез плоскостью, проходящей через оси валов (1 лист формата А1), и рабочего чертежа одной из типовых деталей редуктора: вала, зубчатого колеса или вала–шестерни.

Графическая часть самостоятельной работы, выполняемой студентами немашиностроительного профиля, включает сборочный чертеж редуктора (2 листа формата А1) и рабочие чертежи деталей редуктора (1 лист формата А1).

Все расчеты и пояснения объединяются в расчетно-пояснительную записку.

Расчетная часть включает:

- ◆ определение основных параметров привода, включающее: выбор электродвигателя; определение общего передаточного отношения и передаточных отношений ступеней; определение мощности, частоты вращения и момента на каждом из валов;
- ◆ расчет закрытой зубчатой передачи на выносливость по контактным напряжениям и напряжениям изгиба, в результате которого определяются все параметры зубчатых колес, которые обеспечивают работоспособность передачи в течение требуемого срока службы;
- ◆ расчет валов и подшипников, который включает и расчет соединений типа вал-ступица (шпоночных, шлицевых или посадкой с натягом);
- ◆ определение размеров элементов корпуса, выбор крышек подшипниковых узлов и уплотняющих устройств.

Расчетная часть дополнительно включает расчет открытой передачи (цепной или ременной), выбор муфт и решение вопросов, связанных со смазыванием редукторов.

10.3. График выполнения

Особенностью проектирования является то, что вопросы расчетов и конструирования неразделимы. Например, расчет валов на усталостную прочность может быть выполнен только после предварительной конструкторской проработки, конструкция подшипниковых узлов связана со способом смазывания подшипников, который в свою оче-

редь выбирается в зависимости от окружной скорости зубчатых колес и ряда других моментов.

Рекомендуемая последовательность работы по проектированию представлена в виде схемы на рис. 10.6.

10.4. Порядок защиты и критерии оценивания

Порядок защиты и критерии оценивания определяются кафедрой, ведущей проектирование. Как правило, защита может проводиться без комиссии самим преподавателем, руководившим работой. Оценка работы по традиционной 4-балльной системе складывается из таких показателей, как качество выполнения чертежей и оформления расчетно-пояснительной записки, объем и качество знаний, полученных при выполнении работы или проекта, а также учитывается ритмичность и активность работы студента в процессе обучения. Ниже приведены ориентировочные вопросы, сгруппированные по разделам в соответствии с задачами, решаемыми при проектировании.

10.5. Вопросы для подготовки к защите

Расчет привода

1. На каком валу мощность больше: на быстроходном или тихоходном и почему?
2. На каком валу крутящий момент больше?
3. Как связаны частоты вращения быстроходного и тихоходного валов?
4. По какой мощности рассчитывается привод технологической машины?
5. Какие параметры редуктора и зубчатой передачи регламентированы стандартами?

6. Как определить передаточное отношение привода, состоящего из редуктора и передачи с гибкой связью (ременной или цепной передач)?
7. Каковы рациональные диапазоны значений передаточных отношений для цилиндрической зубчатой, ременной и цепной передач?
8. Как изменится передаточное отношение привода, если увеличить частоту вращения вала двигателя?
9. Как связаны габаритные размеры редуктора и привода с частотой вращения вала двигателя?
10. Как определить требуемую мощность двигателя, если заданы частота вращения вала исполнительного механизма и крутящий момент на этом валу?
11. Как определить требуемую мощность двигателя, если известны скорость движения и сила натяжения ленты транспортера?
12. Как можно определить передаточное отношение привода?
13. Как определить общий КПД привода?
14. Каково назначение редуктора в приводе машины?
15. В каких элементах привода происходят потери мощности?
16. Какая передача называется понижающей, а какая повышающей?
17. По каким критериям работоспособности рассчитывают детали машин?
18. Какие детали относятся к деталям общего назначения?
19. По каким критериям можно оценить качество механического привода при курсовом проектировании?
20. Чем определяется степень точности изготовления деталей в общем машиностроении?

Расчет зубчатых передач

1. Что такое модуль зубчатого колеса?
2. Что такое шаг зубчатого колеса?
3. Что такое головка зуба, ножка зуба и как выражается их высота через модуль?
4. Как называется прямая, на которой происходит контакт зубьев при передаче движения?
5. Что такое коэффициент перекрытия, допустимое минимальное значение его величины?

6. Какое условие прочности необходимо выполнить при расчете, чтобы при работе передачи не было выкрашивания рабочей поверхности зубьев?
7. Какое условие прочности необходимо обеспечить при расчете, чтобы при работе передачи не происходило поломки зубьев?
8. Какие условия прочности требуется обеспечить при расчете цилиндрической передачи?
9. Как изменяются контактные напряжения в передаче при увеличении межосевого расстояния?
10. Как изменяется напряжение изгиба при изменении модуля?
11. Какой параметр цилиндрической передачи оказывает наибольшее влияние на величину контактных напряжений?
12. Какой параметр передачи оказывает наибольшее влияние на напряжение изгиба при неизменной величине передаваемых нагрузок?
13. Что такое базовый предел контактной и изгибной выносливости?
14. Чем отличается расчет допускаемых контактных напряжений для прямозубых и косозубых передач?
15. Что такое проектный расчет передачи? Что при этом определяется?
16. Что такое проверочный расчет передачи? Что при этом проверяется?
17. Как производится подбор смазки для зубчатых передач?
18. Почему угол наклона зубьев в шевронной передаче больше, чем в косозубых?
19. Выбор материала для зубчатых колес?
20. Как выбирается ширина зубчатых колес?
21. Как определить направление сил в зубчатой передаче при заданном направлении вращения вала?

Расчет и конструирование валов

1. Что такое проектный расчет вала, как он выполняется?
2. Какие внешние нагрузки действуют на вал и учитываются при прочностных расчетах?
3. Что является конечным результатом уточненного расчета вала?
4. Каковы критерии работоспособности валов и осей?

5. Что такое опасное сечение вала? Показать положение опасного сечения на диаграмме изменения запасов прочности.
6. Какой цикл изменения напряжения принимается при расчете запаса прочности по нормальным напряжениям? Как определяются амплитудные и средние напряжения цикла?
7. Какой цикл изменения напряжений принимается при расчете запаса прочности по касательным напряжениям? Как определяются амплитудные и средние напряжения цикла?
8. Как учитываются конструктивные элементы вала при уточненном расчете?
9. Как влияют концентраторы напряжений на изменение запаса прочности?
10. Как учитываются абсолютные размеры вала и чистота обработки поверхности при уточненном расчете?
11. Как находится расчетное значение эффективного коэффициента концентрации при действии в сечении вала нескольких концентраторов?
12. Что следует предпринять, если не обеспечивается необходимое значение коэффициента запаса прочности при уточненном расчете вала?
13. В какой последовательности выполняется уточненный расчет валов?
14. Каким образом на эпюрах изгибающих моментов отражается наличие приложенных к валу сосредоточенных изгибающих моментов?
15. На каком этапе проектного расчета определяется положение опор на расчетной схеме вала?
16. Что такое предел выносливости при симметричном цикле изменения напряжений? Где он используется при уточненном расчете вала?
17. В каком случае вал и шестерня изготавливаются как одна деталь?
18. На основании какой теории прочности производится расчет на статическую прочность вала?
19. Какие конструктивные элементы вала облегчают сборку колеса и вала?
20. Как влияют радиусы галтелей на величину коэффициента концентрации?

Расчет подшипников и шпонок

1. Что является критерием работоспособности подшипников качения?
2. Какая минимальная долговечность допускается для подшипников качения, устанавливаемых в зубчатых редукторах?
3. Как рассчитывается долговечность подшипников? В каких единицах она выражается?
4. Что такое динамическая грузоподъемность подшипников?
5. Что такое эквивалентная нагрузка подшипников качения? Как она рассчитывается?
6. Как находятся коэффициенты X и Y и величина F_a при расчете радиально-упорных подшипников?
7. Как находятся коэффициенты X и Y и величина F_a при расчете радиальных шариковых подшипников?
8. По каким признакам классифицируют подшипники качения?
9. Как смазываются подшипники качения?
10. Что такое статическая грузоподъемность подшипника?
11. Какой подшипник имеет больший наружный диаметр: 308 или 408?
12. Как определить наиболее нагруженный подшипник?
13. Как формируется условное обозначение подшипника качения?
14. Что является критерием работоспособности призматических шпоночных соединений?
15. В каких случаях требуется выполнить расчет шпоночных соединений по напряжениям среза?
16. С какой целью при изготовлении шпоночных соединений обеспечивается зазор между шпонкой и торцевой поверхностью шпоночного паза втулки?
17. Что следует предпринять, если не выполняется условие прочности при расчете шпонок?
18. Что такое напряженное шпоночное соединение?
19. Что такое ненапряженное соединение?
20. Могут ли ненапряженные шпоночные соединения обеспечивать осевую фиксацию колес?
21. С какой целью используются шпоночные соединения? Какие нагрузки возникают в шпонках при работе?

Конструкция редуктора

1. В каких случаях можно выполнять корпус редуктора без грузозахватных приспособлений?
2. С какой целью выполняется отверстие в ручке смотровой крышки?
3. Как по чертежу редуктора можно определить его передаточное отношение?
4. Как определить передаточное отношение редуктора, не разбирая его?
5. Как определить какой из выходных валов является быстроходным, а какой тихоходным, не поворачивая его?
6. С какой целью устанавливаются прокладки между крышками подшипниковых узлов и корпусом?
7. Как уплотняется разъем основания корпуса и крышки редуктора?
8. Как при сборке редуктора учитывается некоторое удлинение вала из-за нагрева редуктора при работе?
9. С какой целью в конструкции редуктора используются штифты?
10. Какие детали редуктора имеют отношение к системе смазки?
11. Какова конструкция мазеудерживающего кольца? Когда оно используется?
12. Какова конструкция маслоотражающего кольца? Когда оно используется?
13. Изобразить конструкцию распорной втулки и проставить необходимые размеры. Какое назначение распорной втулки?
14. Какие размеры проставляются на сборочном чертеже?
15. В какой последовательности собирается тихоходный вал редуктора?
16. В какой последовательности собирается быстроходный вал редуктора?
17. В какой последовательности собирается редуктор при условии, что валы собраны?
18. Каким образом обеспечивается зазор на удлинение валов вследствие теплового расширения?
19. Что такое «плавающий» вал?
20. Как определяются уровни масла при проектировании и в процессе эксплуатации редуктора?
21. Когда применяются врезные крышки?
22. Какие виды уплотнений применяются в редукторах?
23. По какому критерию выбирают систему смазки подшипников редуктора?

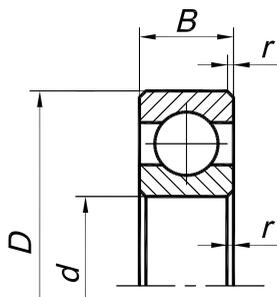
Библиографический список

1. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. 5-е изд., перераб. и доп. Москва : Высш. шк., 1998. 447 с.
2. Вязкова Л. П. Основы расчетов прочностной надежности : учебное пособие /Л. П. Вязкова, Л. В. Мальцев, С. В. Парышев. Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2013. 232 с.
3. Баранов Г. Л. Расчет деталей машин : учебное пособие / Г. Л. Баранов. 2-е изд. перераб. и доп. Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2007. 222 с.
4. Казанский Г. И. Детали машин : методические указания по выполнению курсового проекта/Г. И. Казанский. Свердловск : УПИ, 1991. 28 с.
5. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский [и др.]. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1988. 416 с.

Приложение

Таблица П. 1

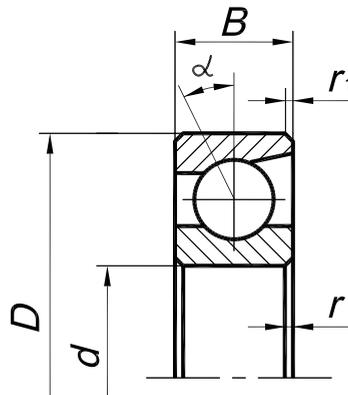
Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338–75)



Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C	C_0
Легкая серия						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2,0	25,5	13,7
208	40	80	18	2,0	32,0	17,8
209	45	85	19	2,0	33,2	18,6
210	50	90	20	2,0	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,1	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3,0	70,2	45,0
217	85	150	28	3,0	83,2	53,0
218	90	160	30	3,0	95,6	62,0
219	95	170	32	3,0	108,0	69,5
220	100	180	34	3,0	124,0	79,0
Средняя серия						
304	20	52	15	2,0	15,9	7,8
305	25	62	17	2,0	22,5	11,4
306	30	72	19	2,0	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C</i>	<i>C</i> ₀
310	50	110	27	3,0	65,8	36,0
311	55	120	29	3,0	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0
317	85	180	41	4,0	133,0	90,0
318	90	190	43	4,0	143,0	99,0
319	95	200	45	4,0	153,0	110,0
320	100	215	47	4,0	174,0	132,0
Тяжелая серия						
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	35	100	25	2,5	55,3	31,6
408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	70	180	42	4,0	143,0	105,0
416	80	200	48	4,0	163,0	125,0
417	85	210	52	5,0	174,0	135,0

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831–75)

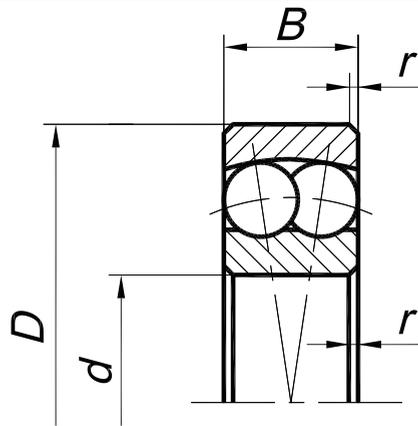


Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>C</i>	<i>C</i> ₀
Легкая узкая серия, $\alpha = 12^\circ$							
36204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	8,3
36205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	9,1
36206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	12,0
36207	35	72	17	2,0	1,0	30,8	17,8
36208	40	80	18	2,0	1,0	38,0	23,2
36209	45	85	19	2,0	1,0	31,2	25,1
36210	50	90	20	2,0	1,0	43,2	27,0
36211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	34,2
36212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	39,3
36214	70	125	24	2,5	1,2	80,2	54,8
36216	80	140	26	3,0	1,5	93,6	65,0
36217	85	150	28	3,0	1,5	101,0	70,8
36218	90	160	30	3,0	1,5	118,0	83,0
36219	95	170	32	3,0	1,5	134,0	95,0
Средняя узкая серия, $\alpha = 12^\circ$							
36308	40	90	23	2,5	1,2	53,9	32,8
36318	90	190	43	4,0	2,0	189,0	145,0
Средняя узкая серия, $\alpha = 26^\circ$							
46304	20	52	15	2,0	1,0	17,8	9,0
46305	25	62	17	2,0	1,0	26,9	14,6
46306	30	72	19	2,0	1,0	32,6	18,3
46307	35	80	21	2,5	1,2	42,6	24,7
46308	40	90	23	2,5	1,2	50,8	31,1
46309	45	100	25	2,5	1,2	61,4	37,0
46310	50	110	27	3,0	1,5	71,8	44,0

Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	г	r ₁	C	C ₀
46312	60	130	31	3,5	2,0	100,0	65,3
46313	65	140	33	3,5	2,0	113,0	75,0
46314	70	150	35	3,5	2,0	127,0	85,3
46316	80	170	39	3,5	2,0	136,0	99,0
46318	90	190	43	4,0	2,0	165,0	122,0
46320	100	215	47	4,0	2,0	213,0	177,0
Легкая узкая серия, $\alpha = 36^0$							
66207	35	72	17	2,5	1,2	17,0	14,7
66211	55	100	21	2,5	1,2	46,3	28,4
66215	75	130	25	2,5	1,2	71,5	49,0
66219	95	170	32	3,5	2,0	121,0	85,0
Средняя узкая серия, $\alpha = 36^0$							
66309	45	100	25	3,0	1,5	60,8	36,4
66312	60	130	31	3,5	2,0	93,7	58,8
66314	70	150	35	3,5	2,0	119,0	76,8
Тяжелая узкая серия, $\alpha = 36^0$							
66406	30	90	23	2,5	1,2	43,8	27,0
66408	40	110	27	3,0	1,5	72,2	42,3
66409	45	120	29	3,0	1,5	81,6	47,3
66410	50	130	31	3,5	2,0	98,9	60,1
66412	60	150	35	3,5	2,0	125,0	79,5
66414	70	180	42	4,0	2,0	152,0	109,0
66418	90	225	54	5,0	2,5	208,0	162,0

Таблица П. 3

Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные (ГОСТ 28428–90)



Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	D	B	r	C	C_0	e	Y^*	Y_0
Легкая узкая серия									
1204	20	47	14	1,5	9,95	3,18	0,27	2,31/3,57	2,42
1205	25	52	15	1,5	12,1	4,0	0,27	2,32/3,6	2,44
1206	30	62	16	1,5	15,8	5,8	0,24	2,58/3,99	2,7
1207	35	72	17	2,0	15,9	6,6	0,23	2,74/4,24	2,87
1208	40	80	18	2,0	19,0	8,55	0,22	2,87/4,44	3,01
1209	45	85	19	2,0	21,6	9,65	0,21	2,97/4,6	3,11
1210	50	90	20	2,0	22,9	10,8	0,21	3,13/4,85	3,28
1211	55	100	21	2,5	26,5	13,3	0,20	3,23/5,0	3,39
1212	60	110	22	2,5	30,2	15,5	0,19	3,41/5,27	3,57
1213	65	120	23	2,5	31,2	17,2	0,17	3,71/5,73	3,68
1214	70	125	24	2,5	34,5	18,7	0,18	3,51/5,43	3,88
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,5	0,18	3,6/5,57	3,77
1216	80	140	26	3,0	39,7	23,5	0,16	3,94/6,11	4,13
1217	85	150	28	3,0	48,8	28,5	0,17	3,69/5,71	3,87
1218	90	160	30	3,0	57,2	32,0	0,17	3,76/5,82	3,94
1220	100	180	34	3,5	63,7	37,0	0,17	3,68/6,69	4,81
Легкая широкая серия									
1506	30	62	20	1,5	15,3	5,7	0,39	1,59/2,47	1,67
1507	35	72	23	2,0	21,6	8,2	0,37	1,69/2,62	1,77
1508	40	80	23	2,0	22,5	9,4	0,33	1,9/2,99	1,99
1509	45	85	23	2,0	23,4	10,7	0,31	2,06/3,18	2,16
1510	50	90	23	2,0	23,4	11,5	0,28	2,2/3,41	2,31
1516	80	140	33	3,0	48,8	27,0	0,25	2,39/3,85	2,61
1517	85	150	36	3,0	58,5	31,5	0,25	2,48/3,84	2,60

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C</i>	<i>C</i> ₀	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>Y</i> ₀
Средняя узкая серия									
1304	20	52	15	2,0	12,5	3,66	0,29	2,17/3,35	2,27
1305	25	62	17	2,0	17,8	6,0	0,28	2,26/3,49	2,36
1306	30	72	19	2,0	21,2	7,7	0,26	2,46/3,8	2,58
1307	35	80	21	2,5	25,1	9,8	0,25	2,57/3,98	2,69
1308	40	90	23	2,5	29,6	12,2	0,24	2,61/4,05	2,74
1309	45	100	25	2,5	37,7	15,9	0,24	2,54/3,93	2,66
1310	50	110	27	3,0	43,6	17,5	0,24	2,69/4,14	2,80
1311	55	120	29	3,0	50,7	23,5	0,23	2,7/4,17	2,82
1312	60	130	31	3,5	57,2	26,5	0,23	2,8/4,83	2,93
1313	65	140	33	3,5	61,8	29,5	0,23	2,79/4,31	2,92
1314	70	150	35	3,5	74,1	35,5	0,22	2,81/4,35	2,95
1315	75	160	35	3,5	79,3	38,5	0,22	2,84/4,39	2,97
1316	80	170	37	3,5	88,4	42,0	0,22	2,92/4,52	3,06
1317	85	180	41	4,0	97,5	48,5	0,22	2,90/4,49	3,04
Средняя широкая серия									
1605	25	62	24	2,0	24,2	7,5	0,47	1,34/2,07	1,40
1606	30	72	27	2,0	31,2	10,0	0,44	1,43/2,22	1,50
1607	35	80	31	2,5	39,7	12,9	0,46	1,36/2,11	1,43
1608	40	90	33	2,5	44,9	15,7	0,43	1,46/2,25	1,52
1609	45	100	36	2,5	54,0	19,4	0,42	1,51/2,33	1,58
1610	50	110	40	3,0	67,7	23,6	0,43	1,48/2,29	1,55
1611	55	120	43	3,0	76,1	28,0	0,41	1,53/2,36	1,60
1612	60	130	46	3,5	87,1	33,0	0,40	1,56/2,41	1,63
1613	65	140	48	3,5	95,6	38,5	0,38	1,65/2,55	1,73
1614	70	150	51	3,5	111,1	44,5	0,38	1,68/2,59	1,76
1616	80	170	58	3,5	135,0	58,0	0,37	1,68/2,61	1,76

* Значения *Y*: в числителе для $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$, в знаменателе для $\frac{F_a}{VF_r} > e$.

Примечание. При $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ *X* = 1,0; при $\frac{F_a}{VF_r} > e$ *X* = 0,65.

Таблица П. 4

**Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами
(ГОСТ 8328–75)**

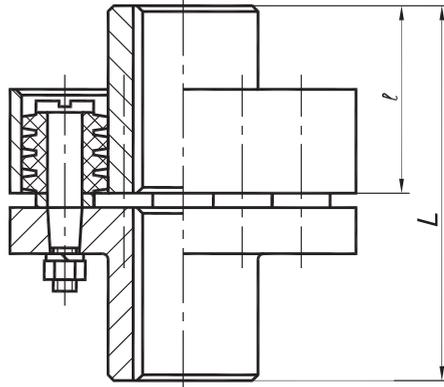
Обозначение			Размеры, мм					Грузоподъемность,	
			d	D	B	r	r_1	C , кН	C_0 , кН
Легкая узкая серия									
2204	32204	42204	20	47	14	1,5	1,0	14,7	7,35
2205	32205	42205	25	52	15	1,5	1,0	16,8	8,8
2206	32206	42206	30	62	16	1,5	1,0	22,4	12,0
2207	32207	42207	35	72	17	2,0	1,0	31,9	17,6
2208	32208	42208	40	80	18	2,0	2,0	41,8	24,0
2209	32209	42209	45	85	19	2,0	2,0	44,0	25,5
2210	32210	42210	50	90	20	2,0	2,0	45,7	27,5
2211	32211	42211	55	100	21	2,5	2,5	56,1	34,0
2212	32212	42212	60	110	22	2,5	2,5	64,4	43,0
2213	32213	42213	65	120	23	2,5	2,5	76,5	51,0
2214	32214	42214	70	125	24	2,5	2,5	79,2	51,0
2215	32215	42215	75	130	25	2,5	2,5	91,3	68,0
2216	32216	42216	80	140	26	3,0	3,0	106,8	68,0
Средняя узкая серия									
2304	32304	42304	20	52	15	2,0	2,0	20,5	10,4
2305	32305	42305	25	62	17	2,0	2,0	28,6	15,0
2306	32306	42306	30	72	19	2,0	2,0	36,9	20,0
2307	32307	42307	35	80	21	2,5	2,0	44,6	27,0
2308	32308	42308	40	90	23	2,5	2,5	56,1	32,5
2309	32309	42309	45	100	25	2,5	2,5	72,1	41,5
2310	32310	42310	50	110	27	3,0	3,0	88,0	52,0
2311	32311	42311	55	120	29	3,0	3,0	102,0	67,0
2312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	123,0	76,5
2313	32313	42313	65	140	33	3,5	3,5	138,0	85,0
2314	32314	42314	70	150	35	3,5	3,5	151,0	102,0
2315	32315	42315	75	160	37	3,5	3,5	183,0	125,0
2316	32316	42316	80	170	39	3,5	3,5	260,0	163,0

Таблица П. 5

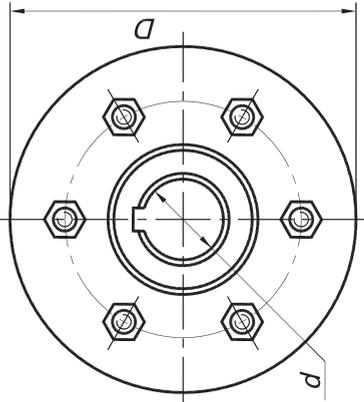
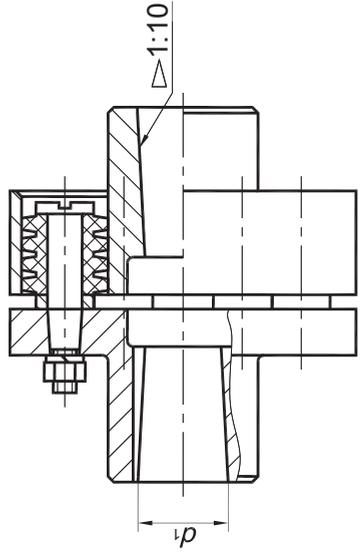
Муфты упругие втулочно-пальцевые (ГОСТ 21424—93)

Номер муфты	Крутящий момент T , Н·м	Размеры, мм										Частота вращения n_{max} , об/мин	Смещение		
		d	d_1	D	L для исполнений				l для исполнений				радиальное	угловое	
					1	2	3	4	1	2	3				4
МУВП-4	63	20	20	100	104	76	104	76	50	36	38	24	5700	0,2	1°30'
		22	22	100	104	76	104	76	50	36	38	24			
		24	24												
МУВП-5	125	25	25	120	125	89	125	89	60	42	44	26	4600	0,2	1°30'
		28	28	120	125	89	125	89	60	42	44	26			
		30	30		165	121	165	121	80	58	60	38			

Тип 1 (исполнение 1, 2)



Тип 2 (исполнение 3, 4)



Номер муфты	Крутящий момент $T, \text{Н} \cdot \text{м}$	Размеры, мм										Частота вращения n_{max} , об/мин	Смещение		
		d	d_1	D	L для исполнений				l для исполнений				радиальное	угловое	
МУВП-6	250	32	32	140	1	2	3	4	1	2	3	4	3800	0,3	
		35	35		165	121	165	121	80	58	60	38			
		36	36		225	169	225	169	110	82	85	56			
		38	38		225	169	225	169	110	82	85	56			
		40	40		225	169	225	169	110	82	85	56			
		42	42		225	169	225	169	110	82	85	56			
		44	44		225	169	225	169	110	82	85	56			
		45	45		225	169	225	169	110	82	85	56			
МУВП-7	500	40	40	170	1	2	3	4	1	2	3	4	3600		
		42	42		226	170	226	170	110	82	85	56			
		44	44		226	170	226	170	110	82	85	56			
		45	45		226	170	226	170	110	82	85	56			
		48	48		226	170	226	170	110	82	85	56			
		50	50		226	170	226	170	110	82	85	56			
МУВП-8	710	55	55	190	1	2	3	4	1	2	3	4	3000		
		56	56		226	170	226	170	110	82	85	56			
		50	50		226	170	226	170	110	82	85	56			
		55	55		226	170	226	170	110	82	85	56			
		56	56		226	170	226	170	110	82	85	56			
		60	60		226	170	226	170	110	82	85	56			
МУВП-9	1000	60	60	220	1	2	3	4	1	2	3	4	2850	0,4	
		63	63		286	216	286	216	140	105	107	72			
		65	65		286	216	286	216	140	105	107	72			
		66	66		286	216	286	216	140	105	107	72			
		68	68		286	216	286	216	140	105	107	72			
		70	70		286	216	286	216	140	105	107	72			

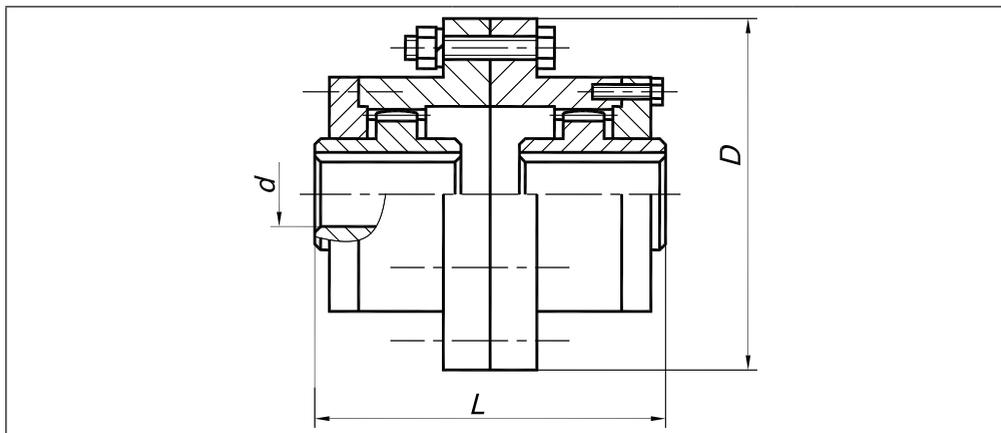
Номер муфты	Крутящий момент $T, Н \cdot м$	Размеры, мм										Частота вращения n_{max} об/мин	Смещение		
		d	d_1	D	L для исполнений						радиальное		угловое		
					1	2	3	4	1	2				3	4
МУВП-10	2000	63											2300	0,4	1°
		65													
		70	250	288	218	288	218	140	105	107	72				
		71													
		75													
МУВП-11	4000	80											1800	0,5	1°
		85	250	348	268	348	268	170	130	135	95				
		90													
		80													
		85	320	350	270	350	270	170	130	135	95				
		90													

Исполнение втулок: 1 — с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12080; 2 — с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080; 3 — с коническими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12081; 4 — с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081.

Пример обозначения: **Муфта упругая втулочно-пальцевая МУВП-7-500-40-1У3**: муфта упругая втулочно-пальцевая с номинальным крутящим моментом 500 Н·м, диаметром посадочных отверстий во втулках 40 мм, исполнения 1, климатическим исполнением У и категорией размещения 3.

Пример обозначения: **Муфта упругая втулочно-пальцевая МУВП-7-500-40-1-45-4У3**: муфта упругая втулочно-пальцевая с номинальным крутящим моментом 500 Н·м, одна втулка с диаметром посадочного отверстия 40 мм, исполнения 1, другая — диаметром 45 мм, исполнения 4, климатическим исполнением У и категорией размещения 3.

Муфты зубчатые (ГОСТ Р 50895–96)



Обозначение муфты	Крутящий момент T , Н·м	Размеры, мм			Частота вращения n_{\max} , об/мин
		d	D	L	
МЗ-1-Н20	710	20	170	115	6300
МЗ-2-Н30	1400	30	185	145	5000
МЗ-3-Н40	3150	40	220	170	4000
МЗ-4-Н45	5600	45	250	215	3350
МЗ-5-Н50	8000	50	290	235	2800
МЗ-6-Н60	11800	60	320	255	2500
МЗ-7-Н65	19000	65	350	285	2120
МЗ-8-Н80	23600	80	380	325	1900
МЗ-9-Н90	30000	90	430	335	1700
МЗ-10-Н110	50000	110	490	365	1400
МЗ-11-Н120	71000	120	545	405	1250
МЗ-12-Н140	100000	140	590	487	1130

Примечание:

Номинальный крутящий момент — наибольший крутящий момент, передаваемый муфтой в течение срока службы при длительном режиме работы с постоянной нагрузкой и постоянным направлением вращения.

Пример обозначения:

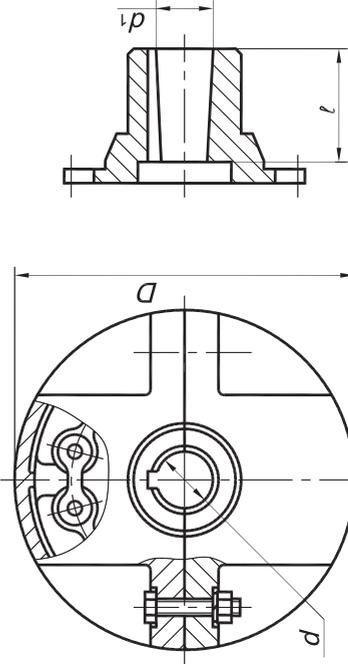
Муфта зубчатая МЗ-8-Н80: муфта зубчатая МЗ-8 с номинальным передаваемым крутящим моментом 23600 Н·м, диаметры посадочных отверстий во втулках 80 мм без торцевого крепления на валах.

Таблица П. 7

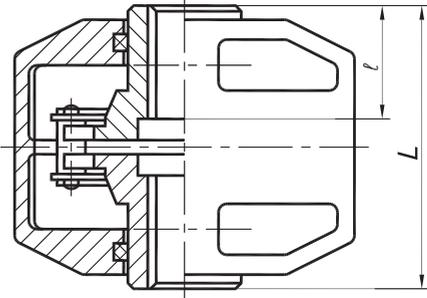
Муфты цепные однорядные (ГОСТ 20742–81)

Крутящий момент T , Н·м	Размеры, мм										Радиальное смещение	Частота вращения, об/с	Приводная роликовая цепь
	d	D		L						ℓ			
		Тип 1	Тип 2	Исполнение				Тип 2					
				Тип 1	Тип 1	Тип 2	Тип 2						
63	20	102	108	80	–	36	39	25	0,15	27	ПР19,05		
	22	110	122	128	92	–	42	45				27	
	25												
	28												

Тип 2 (исполнение 1, 2)



Тип 1 (исполнение 1, 2)



Крутящий момент $T, \text{Н} \cdot \text{м}$	Размеры, мм											Радиальное смещение	Частота вращения, об/с	Приводная роликовая цепь
	d	D	L		ℓ									
			Тип 1	Тип 2	Исполнение									
					Тип 1	Тип 2								
			1	2	1	2	1	2	1	2				
125	25	125	-	122	128	92	-	42	45	27	0,20	23	ПР25,4	
	28													
	30													
	32													
	35													
	36													
250	32	140	206	162	168	124	80	58	61	39	0,20	17	ПР25,4	
	35													
	36													
	40													
	45													
	278													
500	40	200	278	222	228	172	110	82	85	57	0,40	17	ПР31,75	
	45													
	50													
	55													
	280													
	224													
1000	50	210	354	284	290	220	140	105	108	73	0,40	13	ПР38,1	
	55													
	60													
	63													
	70													
	71													

Крутящий момент $T, Н \cdot м$	Размеры, мм										Радиальное смещение	Частота вращения, об/с	Приводная роликовая цепь		
	d	D		L											
				Исполнение				ℓ							
		Тип 1	Тип 2	Тип 1	Тип 2	Тип 1	Тип 2	Тип 1	Тип 2	Тип 1				Тип 2	
2000	63												0,60	12	ПР50,8
	70	354	284	290	220	140	105	108	73						
	71														
	75														
	80														
	85	424	344	352	272	170	130	134	94						
4000	90												0,60	12	ПР50,8
	80														
	85														
	90	424	344	352	272	170	130	134	94						
	95														
	100														
110	514	424	432	342	210	165	169	124							

Примечание:

1. Угловое смещение осей валов — до 1°;
2. Допускается сочетание полумуфт разных типов и использование с различными диаметрами отверстий в пределах одного крутящего момента.

Пример обозначения: **Муфта цепная 1000—60—1.1 ГОСТ 20742—81**: муфта цепная с номинальным крутящим моментом 1000 Н·м, диаметром посадочных отверстий во втулках 60 мм, типа 1, исполнения 1.

Учебное издание

Мальцев Лев Витальевич
Парышев Сергей Владимирович

**КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ
ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ**

Редактор Н. П. Кубыщенко
Верстка О. П. Игнатъевой

Подписано в печать 04.09.2017. Формат 70×100/16.
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 9,7.
Уч.-изд. л. 4,8. Тираж 50 экз. Заказ 268

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс: +7 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>

