

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Методические рекомендации к курсовому проектированию
для студентов направления подготовки
15.03.03 «Прикладная механика» очной формы обучения*



Могилев 2024

УДК 621.81
ББК 34.44
Д92

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «29» апреля 2024 г.,
протокол № 11

Составитель д-р техн. наук, доц. А. М. Даньков

Рецензент канд. техн. наук, доц. И. В. Лесковец

Изложены актуальные вопросы конструирования зубчатых и червячных
передач, а также валов и подшипниковых узлов этих передач.

Учебное издание

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	А. А. Подошевко
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019г.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2024

Содержание

Введение.....	4
1 Проектирование передач	5
1.1 Основные условные обозначения и исходные данные.....	5
1.2 Определение геометрических параметров зубчатых передач.....	7
1.3 Расчет геометрических параметров червячной передачи.....	10
1.4 Конструирование зубчатых, червячных колес и червяков.....	11
1.5 Назначение степени точности передач.....	16
2 Проектирование валов.....	17
2.1 Общие положения.....	17
2.2 Исходные данные и последовательность расчета валов.....	18
2.3 Проектный расчет вала.....	18
2.4 Разработка конструкции вала.....	19
2.5 Переходные части валов между соседними ступенями разных диаметров.....	20
2.6 Выходные (присоединительные) концы валов.....	23
3 Разработка эскизной компоновки редуктора.....	25
3.1 Назначение эскизной компоновки редуктора.....	25
3.2 Эскизное компонование.....	26
4 Определение направления нагрузок, действующих на вал.....	32
5 Подшипниковые узлы.....	35
5.1 Смазывание подшипников качения.....	35
5.2 Рекомендации по выбору уплотнительных устройств.....	36
5.3 Проектирование подшипниковых узлов.....	40
5.4 Крышки подшипников закладные.....	41
5.5 Проектирование подшипниковых узлов цилиндрических зубчатых передач.....	42
5.6 Проектирование подшипниковых узлов конических и червячных передач.....	45
Список литературы.....	48

Введение

Целью учебной дисциплины «Детали машин и основы конструирования» является формирование у студентов знаний и навыков, позволяющих обоснованно и результативно применять существующие и осваивать новые методики анализа (расчета) и проектирования деталей, узлов и приводов общемашиностроительного назначения, обеспечивающих теоретическую и практическую базу для конструкторской подготовки студентов.

Курсовой проект по этой дисциплине выполняется после завершения изучения блока общеобразовательных и общетехнических дисциплин и направлен на приобретение студентами первичных инженерных навыков по расчету и конструированию типовых деталей и узлов машин и механизмов, простых механических приводов. Курсовой проект представляет собой совокупность графических и текстовых конструкторских документов, оформление которых должно производиться в строгом соответствии с требованиями стандартов ЕСКД и других нормативных документов.

Темой курсового проекта является расчет и проектирование приводов технологического оборудования. При формировании документации по курсовому проекту студенту следует четко представлять предстоящий объем работ, требования к организации и проведению курсового проектирования, а также к содержанию и оформлению проекта. Во время выполнения проекта студент научится самостоятельно обосновывать и принимать решения для выполнения проектно-конструкторских задач, поставленных техническим заданием: составлять расчетные схемы и выполнять расчеты на прочность типовых деталей машин; использовать справочники, стандарты и нормали; решать вопросы экономики, технологии изготовления деталей и монтажа узлов; знакомиться с методами регулирования узлов и особенностями их эксплуатации; выполнять проектирование привода в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации; пользоваться программными продуктами компьютерных технологий систем автоматизированного проектирования.

Методические рекомендации содержат материал, который может быть полезен при выполнении курсового проекта. Полученные знания и опыт должны стать основой для последующего выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам, дипломного проектирования и дальнейшей самостоятельной работы на производстве.

1 Проектирование передач

Зубчатая передача – это механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает энергию, изменяя при этом угловую скорость, вращательный момент или сам характер движения. При этом энергия может передаваться между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями.

Зубчатые передачи с цилиндрическими колесами передают энергию между параллельными валами и выполняются с прямыми, косыми или шевронными зубьями. Передача энергии между валами с пересекающимися осями осуществляется коническими колесами – обычно с прямыми или круговыми зубьями, реже с косыми (тангенциальными). Преобразование вращательного движения в поступательное, или наоборот, осуществляется цилиндрическим колесом и рейкой. Для валов с перекрещивающимися осями применяют зубчатые винтовые передачи.

Червячная передача состоит из червяка, т. е. винта с резьбой (подобна трапецевидной), и червячного колеса, представляющего собой косозубое колесо с зубьями особой формы. Основное преимущество червячных передач – значительные передаточные числа – обеспечило их широкое применение.

Размеры зубчатых и червячных передач в значительной степени определяют размеры и массу редуктора в целом, поэтому обеспечение их работоспособности при минимальной массе и стоимости является важной технико-экономической задачей. Расчет передач на прочность состоит из двух этапов: проектный и проверочный расчеты. Проектный расчет проводится в условиях неполной информации об объекте и потому имеет упрощенный, приближенный характер. В связи с этим после проектного расчета выполняют проверочный расчет передач в полном объеме – на изгибную и контактную прочность. Проверочный расчет проводится после определения размеров передач, его цель – определить расчетные рабочие напряжения на контактной поверхности зуба и напряжения при изгибе и сравнить их с допускаемыми напряжениями.

1.1 Основные условные обозначения и исходные данные

Основные условные обозначения, принятые в курсовом проекте, приведены в таблице 1.1. Параметры в используемых формулах имеют размерность согласно таблице 1.1.

Все параметры, которые относятся к шестерне (червяку) и к зубчатому (червячному) колесу, имеют соответственно индексы 1 и 2. Индексы H и F соответствуют параметрам, которые используются в расчетах на контактную (H) и изгибную (F) прочность.

Исходными для расчетов на прочность передач являются данные, позволяющие определить мощность на приводном валу привода, а затем на каждом из валов привода (включая редуктор и открытые передачи) определить частоту вращения, угловую скорость, мощность и крутящий момент.

Таблица 1.1 – Основные условные обозначения и размерности параметров

Условное обозначение	Название
$\sigma_{Hlim}, \sigma_{Flim}'$	Предел контактной выносливости и предел выносливости при изгибе соответственно, МПа
N_{HG}, N_{FG}	Базовые числа циклов нагрузок
N_{Hi}, N_{Fi}	Расчетные числа циклов нагружения при постоянном режиме нагружения
$[\sigma_H], [\sigma_F]$	Допускаемые напряжения при расчетах передач на контактную и изгибную выносливость, МПа
σ_H, σ_F	Фактические напряжения при расчетах передач на контактную и изгибную выносливость, МПа
T	Крутящий (вращающий) момент, Н·мм
F_t	Окружная (тангенциальная) сила в зацеплении, Н
F_r	Радиальная сила в зацеплении, Н
F_a	Осевая сила в зацеплении, Н
m $m_n, m_t,$ m_e, m_m	Модули зубьев, мм: прямозубых цилиндрических колес и червячных передач (осевой); косозубых цилиндрических зубчатых и червячных колес в нормальном и торцевом сечениях; конических колес во внешнем и среднем торцовых сечениях соответственно
d	Диаметр делительной окружности зубчатого (червячного) колеса, мм
d_w	Диаметр начальной окружности зубчатого колеса, мм
d_e, d_m	Внешний и средний делительные диаметры конических колес, мм
a_w	Межосевое расстояние, мм
R_e, R_m	Внешнее и среднее конусное расстояние конических колес, мм
b_w	Рабочая ширина венца зубчатой передачи (длина контактной линии в однопарном зацеплении), мм
b	Ширина шестерни и колеса (червяка и червячного колеса) в зубчатой (червячной) передаче, мм
β'	Предварительное значение угла наклона зубьев цилиндрических колес, град
β_n	Принятый угол наклона зубьев цилиндрических (конических) колес, град, мин, с
$\delta = \delta_1 + \delta_2$ δ_1, δ_2	Угол между осями колес в конических передачах, град Половины углов при вершинах делительных конусов шестерни и колеса в конической передаче, град
d_K	Диаметр вала в месте посадки колеса и промежуточной шейки, мм
d_{II}	Диаметр вала в месте посадки подшипников, мм
d_{BK}	Диаметр выходного конца вала, мм
d_B	Диаметр упорного буртика на валу, мм
d_M	Диаметр вала под манжету, мм

Окончание таблицы 1.1

Условное обозначение	Название
n	Частота вращения, мин^{-1}
ω	Угловая скорость, с^{-1}
V	Линейная скорость зубчатого колеса на делительном цилиндре, м/с
u	Передаточное число
i	Передаточное отношение
t_{Σ}	Расчетный срок службы передачи, ч
L_h	Срок службы подшипника, ч
z_1, z_2	Число зубьев шестерни, колеса
z_{Σ}	Суммарное число зубьев колеса и шестерни
S_H, S_F	Коэффициенты безопасности при расчете допускаемых контактных и изгибных напряжений соответственно
Z_N, Y_N	Коэффициенты долговечности, учитывающие возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач
K	Коэффициент расчетной нагрузки
K_{β}	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба
K_v	Коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении
K_{α}	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зацепляющимися зубьями
Y_A	Коэффициент, который учитывает характер изменения напряжений при изгибе в реверсивных и нереверсивных передачах
ε_{α}	Торцовый коэффициент перекрытия
Y_{FS}	Коэффициент формы зуба (учитывает форму зуба и концентрацию напряжений в ножке зуба)
$Z_{H\beta}, Y_{F\beta}$	Коэффициенты повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям и напряжениям изгиба соответственно
q	Коэффициент диаметра червяка
$\psi_{bd} (\psi_{ba})$	Коэффициент ширины зубчатого колеса относительно делительного диаметра шестерни (межосевого расстояния передачи)

1.2 Определение геометрических параметров зубчатых передач

Вычисленное при расчете зубчатой передачи на прочность значение модуля необходимо согласовать с ГОСТ 9563–80 (таблица 1.2), приняв ближайшее большее значение.

В конических передачах согласовывать с ГОСТ 9563–80 необходимо внешний окружной модуль m_{te} , который связан со средним модулем m_{tm} зависимостью

$$m_{te} = m_m \cdot \frac{R_e}{R_m}, \quad (1.1)$$

при этом следует иметь в виду, что для прямозубой конической передачи $m_{te} = m_{ne}$.

Таблица 1.2 – Стандартные значения модуля m ГОСТ 9563–80

В миллиметрах

1-й ряд	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0	20,0
2-й ряд	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0	–

После определения стандартного модуля, целых чисел зубьев и предварительного значения угла наклона зубьев для косозубых и шевронных передач определяют межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}. \quad (1.2)$$

Полученное значение округляют до ближайшего числа из ряда $Ra40$ ГОСТ 6636–69 (таблица 1.3), а в редукторах, которые выпускаются серийно, – до стандартного межосевого расстоянию (таблица 1.4) и по нему уточняют принятый (фактический) угол наклона зубьев β :

$$\beta = \arccos \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2a_w}. \quad (1.3)$$

Таблица 1.3 – Нормальные линейные размеры ряда $Ra40$ (ГОСТ 6636–69)

Диапазон наиболее употребляемых размеров, мм																
12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280, 300, 320, 340, 360, 380, 400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000																

Таблица 1.4 – Стандартные межосевые расстояния a_w (ГОСТ 2185–66)

В миллиметрах

1-й ряд	40	50	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
2-й ряд					140	180	225	280	355	450	560	710	900	1120	1400	1800

В тех случаях, когда межосевое расстояние необходимо округлить для прямозубых передач, следует подобрать соответствующее число зубьев, или (в исключи-

тельном случае) назначить нарезание зубьев со смещением исходного контура.

Основные размеры колес зубчатых передач (рисунок 1.1) определяют по формулам, которые приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Основные размеры колес передач, которые изготавливаются без смещения исходного контура

Параметры зацепления	Формулы для определения параметров	
	Цилиндрические передачи	Конические передачи
Диаметры окружностей: делительной	$d = d_w = \frac{m_n z}{\cos \beta}$	$d_e = m_e z$
впадин	$d_f = d - 2,5 m_n$	$d_{fe} = d_e - 2,4 m_{te} \cos \delta$
вершин	$d_a = d + 2 m_n$	$d_{ae} = d_e + 2 m_{te} \cos \delta$
Фактический средний модуль	–	$m_{nm} = m_{te} \frac{R_e - 0,5b}{R_e}$
Межосевое (конусное) расстояние	$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} d$	$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Углы делительных конусов: шестерни	–	$\delta_1 = \arctg(1/u)$
колеса	–	$\delta_2 = \arctg u$
Среднее конусное расстояние	–	$R_m = R_e - 0,5b$
Ширина зубчатого венца: рабочая (передачи)	$b_w = d_1 \cdot \psi_{bd}$	b
колеса	$b_2 = b_w = a_w \cdot \psi_{ba}$	$b_2 = b, b_2 = K_{be} R_e$
шестерни	$b_1 = b_2 + (2...6) \text{ мм}$	$b_1 = b$

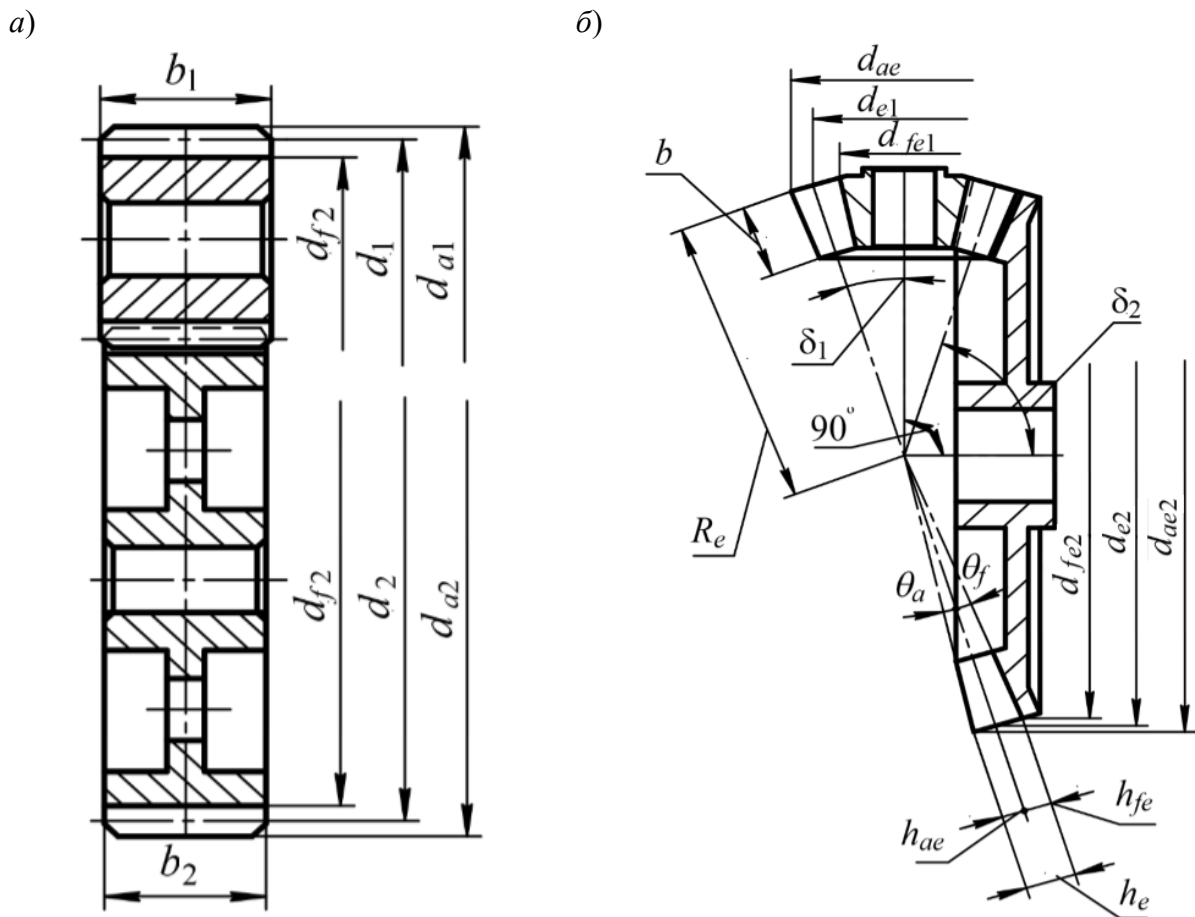
Для цилиндрических передач высота зуба $h = 2,25 m_n$.

Для конических непрямозубых передач дополнительно к таблице 1.5 следует определить:

- высоту зуба на торце дополнительного конуса $h_e = 2 m_{te} (\cos \beta + 0,1)$;
- высоту головки и ножки зуба шестерни и колеса на торцах дополнительных конусов $h_{ae1} = m_{te}$, $h_{ae2} = m_{te} 2 (\cos \beta - 1)$, $h_{fe1} = h_e - h_{ae1}$, $h_{fe2} = h_e - h_{ae2}$;
- углы головки и ножки зубьев $\theta_a = \arctg(h_{ae}/R_e)$, $\theta_f = \arctg(h_{fe}/R_e)$;
- углы конусов вершин $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a$, $\delta_2 = \delta_2 + \theta_a$;
- углы конуса впадин $\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f$, $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f$.

Приведенные формулы действительны для ортогональных конических передач с межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$.

Примечание – Значения b и b_w необходимо округлять до ближайшего значения из ряда $Ra40$ по ГОСТ 6636–69 (см. таблицу 1.3).



a – цилиндрическая передача; *б* – коническая передача

Рисунок 1.1 – Основные размеры зубчатых передач

1.3 Расчет геометрических параметров червячной передачи

Основные геометрические параметры червячной передачи (рисунок 1.2) определяют по формулам из таблицы 1.6.

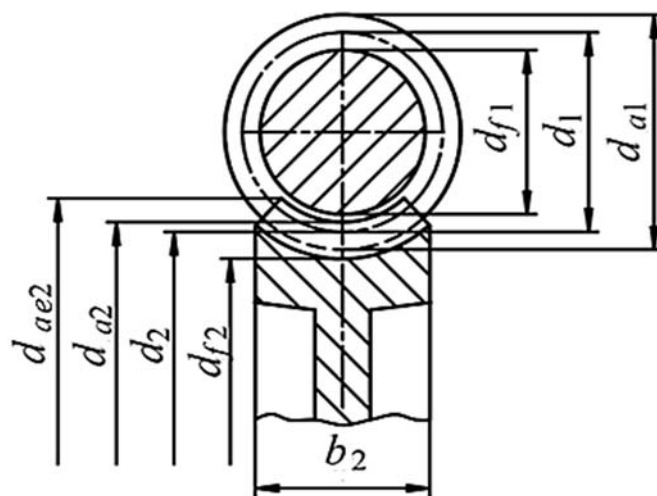


Рисунок 1.2 – Размеры зацепления червячной передачи

Таблица 1.6 – Геометрические параметры червячной передачи (ГОСТ 2144–76, ГОСТ 18498–89)

Параметр	Расчетная формула
Диаметр делительной окружности червяка	$d_1 = q \, m$
Диаметр делительной окружности колеса (в главном сечении)	$d_2 = z_2 \, m$
Высота головки зуба	$h_a = m$
Высота ножки зуба	$h_f = 1,2 \, m$
Высота зуба	$h = 2,4 \, m$
Диаметр вершин: червяка колеса	$d_{a1} = d_1 + 2 \, h_a = m (q + 2)$ $d_{a2} = d_2 + 2 \, h_a = m (z_2 + 2)$
Диаметр впадин: червяка колеса	$d_{f1} = d_1 - 2 \, h_f = m (q - 2,4)$ $d_{f2} = d_2 - 2 \, h_f = m (z_2 - 2,4)$
Внешний диаметр червячного колеса при: $z_1 = 1$ $z_1 = 2$ $z_1 = 4$	$d_{ae2} \leq d_{a2} + 2 \, m$ $d_{ae2} \leq d_{a2} + 1,5 \, m$ $d_{ae2} \leq d_{a2} + m$
Межосевое расстояние	$a_w = 0,5 (q + z_2) \, m$
Длина нарезанной части червяка при: $z_1 = 1-2$ $z_1 = 4$	$b_1 \geq (11 + 0,06 \, z_2) \, m$ $b_1 \geq (12,5 + 0,09 \, z_2) \, m$
Ширина обода червячного колеса при: $z_1 = 1-2$ $z_1 = 4$	$b_2 \leq 0,75 \, d_{a1}$ $b_2 \leq 0,67 \, d_{a1}$
Угол подъема витков червяка и угол наклона зубьев колеса	$\gamma = \arctg z_1 / q$
Угол обхвата червяка колесом	$\delta = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$ ($\approx 50^\circ$)

1.4 Конструирование зубчатых, червячных колес и червяков

Заготовки для цилиндрических колес с $d_a < 250$ мм выполняют методом штамповки (ковки) или из круглого проката в форме дисков (рисунок 1.3, а), а колеса с $d_a = 250 \dots 600$ мм – с дисками облегченной формы (рисунок 1.3, б).

Размеры конструктивных элементов: $l_{cm} = (1,0 \dots 1,5) \, d_s \geq b_w$; $d_{cm} = 1,7 \, d_s$; $\delta_o = (2,5 \dots 4,0) \, m_n$; $K = 1 \dots 3$ мм; $\alpha_{\phi} = 45^\circ$; $c = 0,3b$; $D_k = d_f - 2\delta_o$; $D_o = 0,5 (D_k + d_m)$; $d_o = 0,25 (D_k - d_{cm})$; $R = 2 \dots 6$ мм; $f = 1 \dots 4$ мм.

Зубчатые колеса с $d_a > 600$ мм при ширине $b_w \leq 200$ мм изготавливают литыми со спицами крестообразного сечения (рисунок 1.4, а), а при $b_w \geq 200$ мм – двутаврового сечения. Число спиц принимается парным и определяется по формуле

$$i_{cn} = \frac{1}{7} \sqrt{d_2}, \quad (1.4)$$

где d_2 – диаметр делительной окружности колеса, мм.

Ширину спицы H в условном сечении по оси колеса определяют для крестообразных спиц по формуле

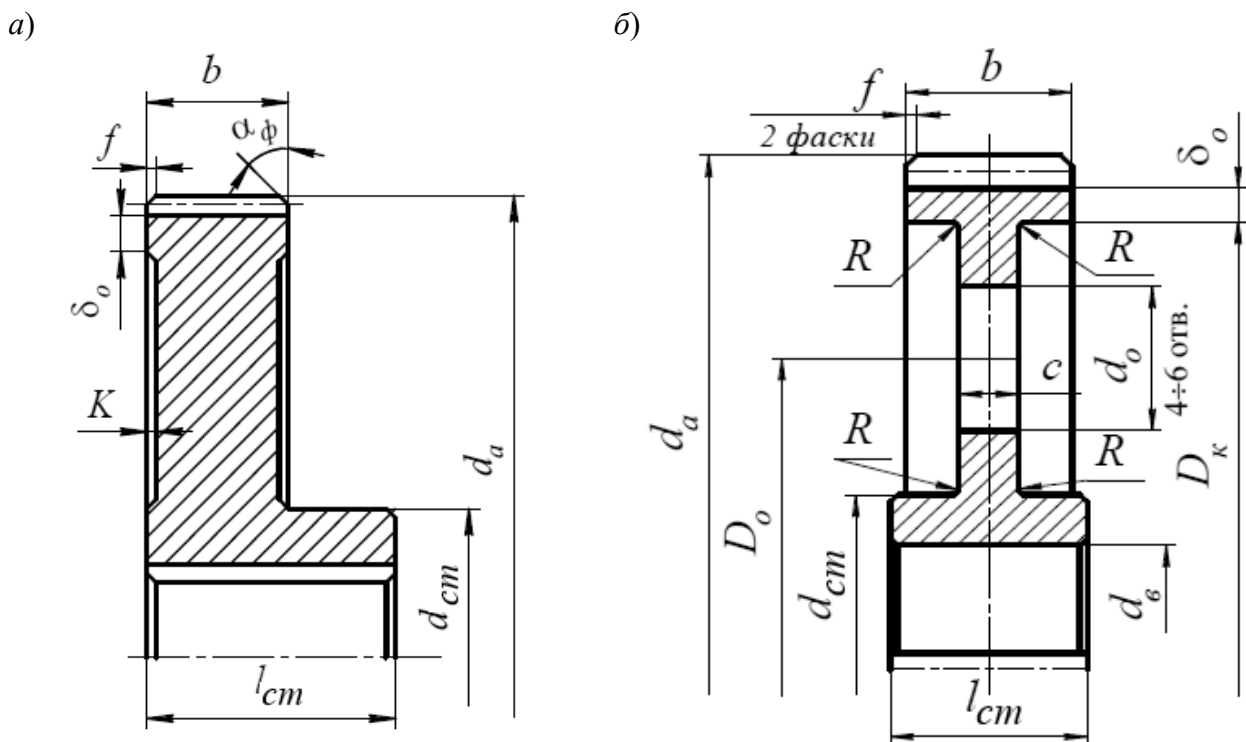
$$H = \sqrt[3]{\frac{c \cdot T_2}{i_{cn} \cdot [\sigma]_{32}}}, \quad (1.5)$$

где $[\sigma]_{32}$ – допускаемое напряжение изгиба; принимают 30 МПа для чугуна и 50 МПа для стального литья.

Для крестообразных спиц $c = 90$, для двутавровых – $c = 45$.

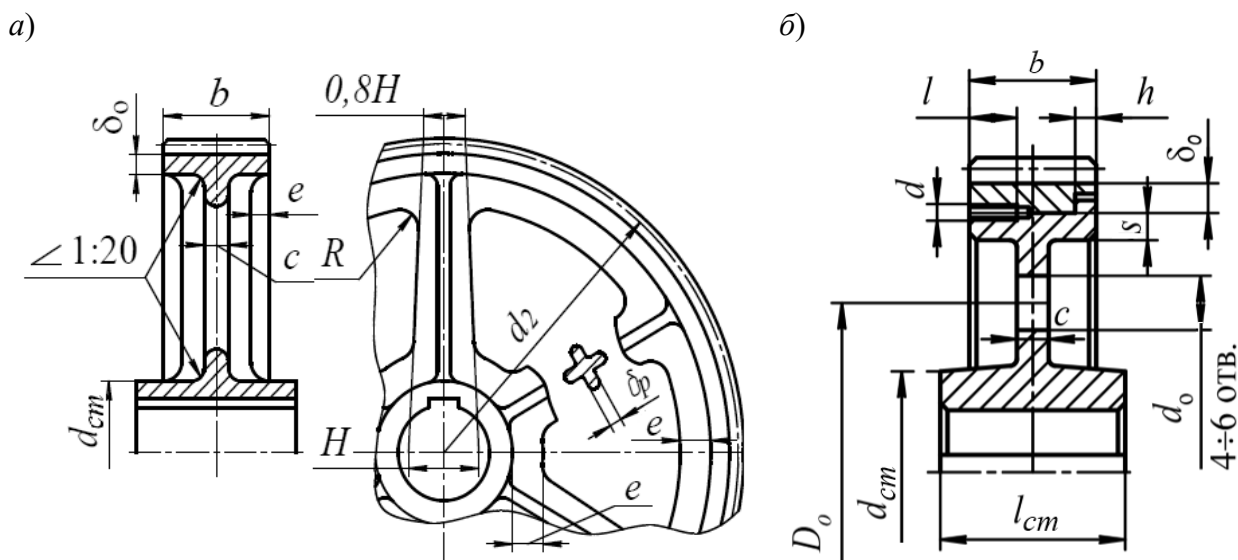
Другие размеры конструктивных элементов: $\delta_o = 4,0 m_n$, но не менее 8 мм; $e = 0,8 \delta_o$; $c = \delta_p = 0,2 H$, но не менее 10 мм; $R = 1,5 e$. Размеры ступицы и фасок такие же, как и для дисковых колес.

С целью экономии легированных сталей зубчатые колеса могут выполняться бандажированными (рисунок 1.4, б). Размеры конструктивных элементов $\delta_o = (2,5...4,0) m_n$; $s = 1,2 \delta_o$; $h = 0,15 b_w$; диаметр винта $d = 0,1 b$; длина винта $l = 3 d$; количество винтов – 4...8.



a – заготовка штамповка (поковка, круглый прокат); b – с дисками облегченной формы

Рисунок 1.3 – Конструкция цилиндрического зубчатого колеса



a – литое зубчатое колесо; *б* – бандажированное зубчатое колесо

Рисунок 1.4 – Конструкция крупногабаритного зубчатого колеса

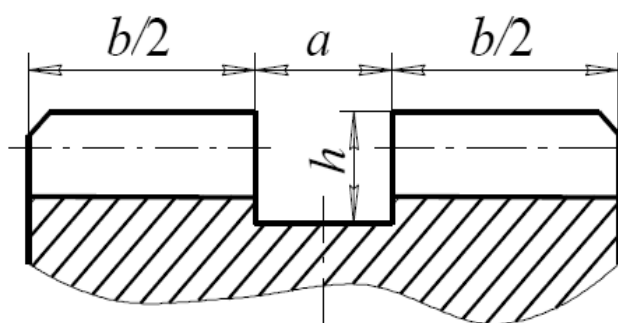


Рисунок 1.5 – Шевронное колесо с канавкой

Шевронные зубчатые колеса изготавливают с канавкой в середине колеса для выхода инструмента (червячной фрезы, рисунок 1.5) и без канавки. Шевронные колеса без канавки изготавливают с помощью пальцевой фрезы на малопродуктивных станках низкой точности, поэтому они применяются реже.

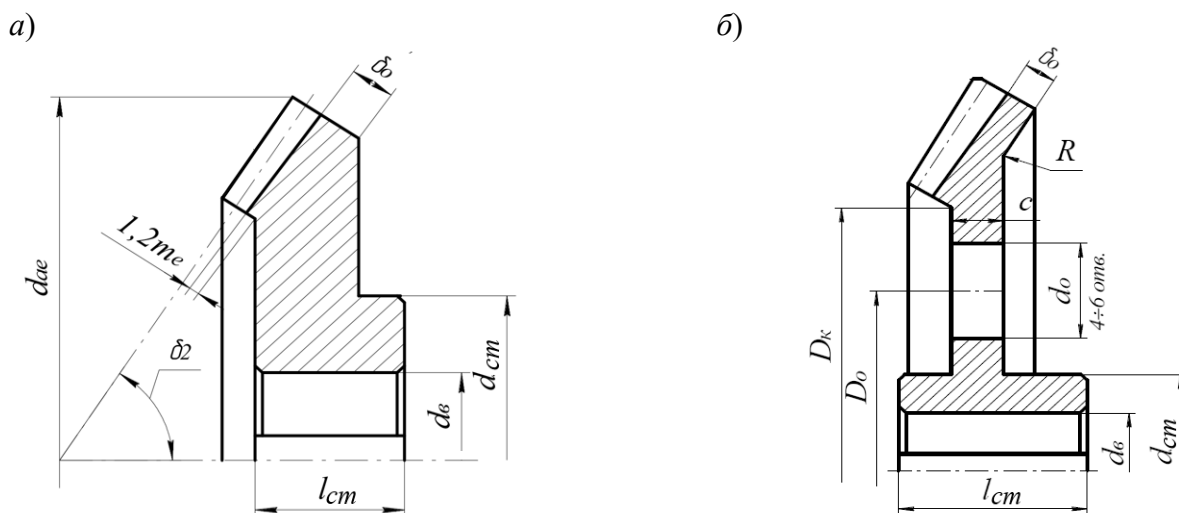
Глубину канавки принимают $h = 2,5 m_n$, ширину канавки a – по таблице 1.7.

Таблица 1.7 – Ширина канавки a для выхода червячной фрезы

В миллиметрах

m_n , мм	Угол наклона зубьев β , град			m_n , мм	Угол наклона зубьев β , град		
	до 20	от 20 до 40	св. 40		до 20	от 20 до 40	св. 40
2	28	32	35	5	52	58	63
2,5	32	37	40	6	60	67	72
3	36	42	45	7	68	75	82
3,5	40	47	50	8	75	82	90
4	46	52	55	10	90	100	108

Конструкция конического зубчатого колеса с $d_{ae} < 120$ мм показана на рисунке 1.6, *a*, а с $d_{ae} > 120$ мм – на рисунке 1.6, *б*.



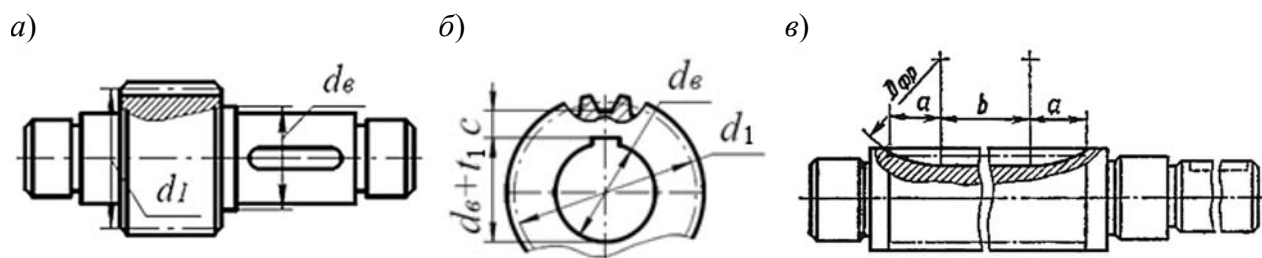
a – диаметр выступов меньше 120 мм; *б* – диаметр выступов больше 120 мм

Рисунок 1.6 – Конструкция конических зубчатых колес

Размеры конструктивных элементов принимают такими же, как и для цилиндрических зубчатых колес, используя вместо нормального модуля m_n внешний торцовый модуль m_{te} .

Шестерня выполняется вместе с валом обычно в тех случаях, когда ее делительный диаметр удовлетворяет условию $d_1/d_e < 2$ (рисунок 1.7, *a*), в противном случае шестерня выполняется насадной (рисунок 1.7, *б*).

В зависимости от соотношения диаметров шестерни и вала зубья нарезают на выступающем венце (см. рисунок 1.7, *a*) или частично углубляют в тело вала (рисунок 1.7, *в*). В этом случае необходимо учитывать участки длиной a захода и выхода фрезы диаметром $D_{фр}$. Значение a принимают согласно таблице 1.7.



a – вал-шестерня; *б* – насадная шестерня; *в* – зуб углублен в тело вала

Рисунок 1.7 – Конструктивные варианты цилиндрической шестерни

Таблица 1.8 – Протяженность дорожки a для выхода фрезы (см. рисунок 1.7, *в*)

В миллиметрах

Модуль m фрезы	2	3	4	5	≥ 6
Отношение a / m	15	14	13	12	10

Конструктивно насадная шестерня изготавливается в виде сплошного диска, если $d_1/d_s \leq 3$, в противном случае шестерня выполняется так же, как и дисковые колеса. Конструктивные особенности некоторых узлов иногда требуют выполнения шестерни насадной и при $d_1/d_s \leq 2$. В этом случае шестерня может быть выполнена насадной (см. рисунок 1.7, б), если

$$d_1 \geq d_s + 2t_1 + 2c + 2,5m_n, \quad (1.6)$$

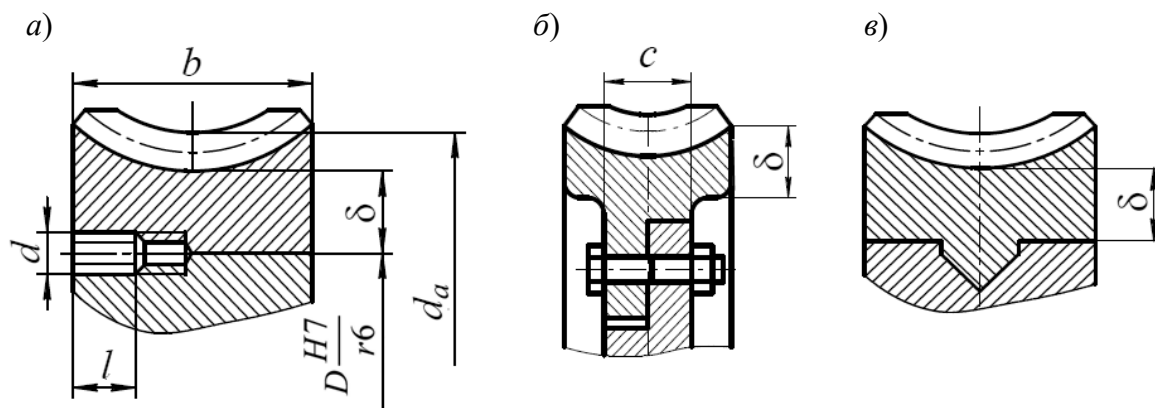
где c – наименьшая толщина шестерни, $c = 2m_n$;

t_1 – глубина шпоночного паза (выбирается по ГОСТ 23360–78).

Для конических шестерен вместо m_n следует подставлять m_{te} .

Червячные колеса и червяки.

Червячные колеса обычно изготавливают сборными: центр – из серого чугуна (реже из стали), а зубчатый венец – из антифрикционного материала, например, из бронзы. Такая конструкция позволяет экономить сравнительно дорогие и дефицитные цветные металлы. При единичном и мелкосерийном производстве соединения зубчатого венца с центром осуществляют посадкой с гарантированным натягом, усиленной винтами (рисунок 1.8, а). Если выполнение такой посадки вызывает затруднение (обычно при больших диаметрах $d_a > 400$ мм), применяют болтовое соединение венца с центром (рисунок 1.8, б). В крупносерийном и массовом производстве часто наплавляют бронзовый обод на чугунный или стальной центр (рисунок 1.8, в).



а – соединения зубчатого венца с центром посадкой с гарантированным натягом, усиленной винтами; б – болтовое соединение венца с центром; в – бронзовый обод наплавлен на чугунный или стальной центр

Рисунок 1.8 – Конструктивные варианты бандажированных червячных колес

Толщина зубчатого венца для червячных колес в самом тонком месте

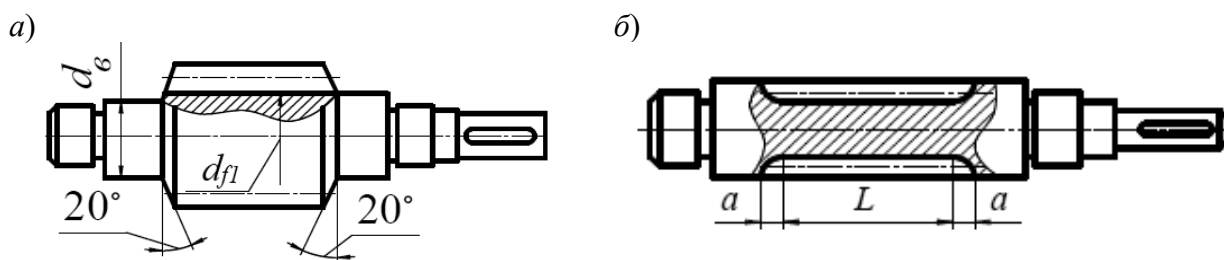
$$\delta = (2,5 \dots 4,0) m. \quad (1.7)$$

Диаметр винтов (3–4 шт.), устанавливаемых по кругу, определяют следующим образом:

$$d = 0,7 \delta; \quad l = 2 d. \quad (1.8)$$

Размеры других конструктивных элементов червячных колес следует принимать такими же, как и для зубчатых колес.

Червяки чаще всего выполняют стальными и за одно целое с валом (рисунок 1.9). Заготовками служат круглый прокат или поковка. При конструировании червяков необходимо обеспечить свободный выход инструмента для нарезания витков, т. е. $d_{f1} > d_e$ (см. рисунок 1.9, а).



$$a - d_{f1} > d_e; \quad б - d_{a1} \approx d_e$$

Рисунок 1.9 – Конструктивные варианты исполнения червяков за одно целое с валом

При относительно малом диаметре с целью повышения жесткости червяка как вала, его выполняют согласно рисунку 1.9, б. При этом с обеих сторон нарезки L предусматривают участки для выхода инструмента (фрезы), которые можно принимать $a = 2 m$.

При окружной скорости червяка $V > 5$ м/с его целесообразно размещать над колесом, и наоборот, что не является догмой.

1.5 Назначение степени точности передач

Выбор степени точности изготовления зубчатых передач определяется эксплуатационными и техническими требованиями к ним: окружной скоростью; передаваемой мощностью; требованиями к кинематической точности, плавности, бесшумности, долговечности; отсутствию вибрации и т. п.

Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности (по норме плавности) и шероховатости рабочих поверхностей зубьев приведены в таблице 1.9.

Окружная скорость V , м/с, зубчатых колес определяется по формуле

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000}, \quad (1.9)$$

где d – делительный диаметр зубчатого колеса (для конических передач $d = d_m = m_{nm} z$), мм;

n – частота вращения зубчатого колеса, мин⁻¹.

Таблица 1.9 – Рекомендации по выбору степени точности зубчатой передачи и шероховатости рабочих поверхностей зубьев

Степень точно- сти по ГОСТ 1643–81	Характе- ристика передач	Шероховатости рабочих поверх- ностей зубьев ГОСТ2789–73	Максимальная окружная скорость, м/с				Область применения
			Цилиндриче- ские передачи		Конические передачи		
			Пря- мозу- бые	Не прямо- зубые	Пря- мозу- бые	Не прямо- зубые	
7	Точные	<i>Ra</i> 1,25...0,63	12	20	6	12	Передачи, работающие с повышенными скоростями и умеренными нагрузками
8	Средней точности	<i>Ra</i> 2,5...1,25	6	10	3	7	Передачи общего маши- ностроения не нуждаю- щиеся в высокой точности
9	Пони- женной точности	<i>Rz</i> 20...10	3	5	2	4	Тихоходные передачи со сниженными требова- ниями к точности

2 Проектирование валов

2.1 Общие положения

Детали машин, вращающиеся вокруг своей оси (зубчатые колеса, шкивы, звездочки, полумуфты и т. п.), устанавливают на валах или осях, которые обеспечивают постоянное положение оси вращения этих деталей.

Валы передают вращающий момент от одной детали к другой вдоль своей оси, а также поддерживают эти детали, обеспечивая их неподвижность относительно вала. В отличие от валов *оси* не передают вращающий момент, а только поддерживают детали, которые на них расположены.

Валы и оси чаще всего устанавливают в корпус редуктора на подшипниках качения, которые обеспечивают возможность вращения валов относительно неподвижного корпуса редуктора. При этом ось вращения вала остается неподвижной относительно корпуса редуктора.

В редукторах машин чаще всего применяются прямые валы цилиндрической формы. Валы относятся к наиболее ответственным деталям, поскольку если ломается вал – не только редуктор, но и вся машина выходит из строя.

Основной расчетной нагрузкой вала является вращающий момент и поперечные силы, которые вызывают соответственно кручение и изгиб вала. Влияние сжимающих сил или сил, растягивающих вал, очень мало и не учитывается.

Расчет осей является частным случаем расчета валов при нулевом значении вращательного момента.

Расчет валов выполняется после разработки конструкции деталей, которые устанавливают на валах. Поскольку объектом курсового проекта по деталям машин является привод технологической машины, основным элементом кото-

рого является двух- или трехступенчатый редуктор, то на его валах монтируются такие детали передач, как колеса цилиндрических и конических зубчатых передач, колеса и червяки червячных передач, звездочки цепных передач; шкивы ременных передач; детали муфт, которые соединяют валы редуктора с двигателем или рабочим органом, а также вспомогательные элементы.

2.2 Исходные данные и последовательность расчета валов

Исходными данными для расчета валов являются:

- номинальные вращающие моменты на валах;
- частоты вращения валов;
- диаметры зубчатых и червячных колес, смонтированных на валах;
- угол наклона зуба косозубой передачи и углы начальных конусов конических передач;
- силы, возникающие в зацеплениях и на концах валов.

Последовательность расчета вала:

- 1) проектный расчет вала, который состоит в предварительной оценке (определении) диаметра вала;
- 2) разработка конструкции вала (или оси);
- 3) проверочный расчет вала на выносливость или на статическую прочность по максимальным перегрузкам.

Результаты первых двух пунктов необходимы для разработки эскизной компоновки редуктора.

Конструирование валов, выбор и проверочный расчет подшипниковых опор целесообразно проводить параллельно, поскольку исходные данные, которые получены при проектировании передач, являются общими для проектирования валов и опор. Необходимо подчеркнуть, что решения, принятые во время конструирования вала и подшипникового узла, связаны друг с другом и используются во время проектирования как вала, так и подшипниковых опор.

Окончательные результаты выполнения этого этапа проектирования используются при разработке эскизной компоновки редуктора, рабочих чертежей деталей, окончательном выборе стандартизованных деталей (шпонок, шлицев, подшипников качения). На основании проведенных расчетов и разработанной эскизной компоновки выполняется сборочный чертеж редуктора.

2.3 Проектный расчет вала

В начале конструирования вала необходимо определить его осевые (линейные) размеры. Для этого необходима разработка эскизной компоновки редуктора, что является обязательным этапом выполнения курсового проекта. Рекомендации по разработке эскизной компоновки редуктора содержатся в разделе 3.

В случае, когда диаметры вала под зубчатыми (червячными) колесами неизвестны, ориентировочно их можно определить из расчета только на деформацию кручения. При этом с целью учета деформации изгиба занижаются значения допускаемых напряжений на кручение.

$$d_{зк} = \sqrt[3]{\frac{T_{кр}}{0,2[\tau]_{кр}}}, \quad (2.1)$$

где $T_{кр}$ – вращающий момент, действующий на валу;

$[\tau]_{кр}$ – пониженное значение допускаемых касательных напряжений при кручении.

Для валов из сталей Ст5, Ст6, 35, 40, 45 можно принимать при определении диаметра конца вала $[\tau]_{кр} = 20...25$ МПа; при определении диаметра промежуточной части вала $[\tau]_{кр} = 10...20$ МПа.

2.4 Разработка конструкции вала

При разработке конструкции форма вала определяется наличием и значением нагрузки в радиальном и осевом направлении, технологией изготовления и технологией сборки узла «вал в сборе». *Конструирование осей* выполняется по тем же принципам, что и конструирование валов.

Изгибающие моменты обычно уменьшаются возле опор, расположенных на концах валов, а вращающий момент действует между закрепленными на вале деталями. Поэтому, исходя из условия равнопрочности, валы целесообразно конструировать переменного сечения (ступенчатыми).

Во время конструирования вала необходимо обеспечить:

- возможность легкого монтажа всех деталей сборочной единицы;
- фиксацию деталей относительно вала в осевом направлении;
- необходимую точность центрирования деталей на валу (центры масс деталей вала должны совпадать с осью его вращения);
- передачу вращающего момента от ведущей детали к валу и от вала к ведомым деталям (зубчатым колесам, звездочкам или шкивам).

Диаметры посадочных поверхностей под ступицы колес, шестерен, шкивов, звездочек и других деталей согласовывают со стандартом на нормальные линейные размеры (см. таблицу 1.3).

Диаметры под подшипники качения согласовывают со стандартным рядом посадочных размеров внутренних колец подшипников качения: 10, 12, 15, 17, 20, 25, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 130 мм.

Перепад диаметров ступеней вала определяется стандартными диаметрами посадочных поверхностей под ступицы и подшипники, достаточной опорной поверхностью для восприятия осевых сил при заданных радиусах закруглений кромок и размеров фасок, условиями монтажа. Обычно стремятся выполнять перепады диаметров минимальными, особенно при увеличении диаметров ступеней – это обеспечивает минимальный расход материала, сокращает время на механическую обработку вала.

Диаметры шеек под подшипники валов

$$d_n = (0,8...0,95)d_{зк}, \quad (2.2)$$

где $d_{зк}$ – диаметр вала под зубчатым или червячным колесом.

Полученный размер диаметра шейки округляют в соответствии со стандартным диаметром внутреннего кольца подшипника качения.

Диаметры $d_{мБ}$ и $d_{мТ}$ выходных концов вала под муфту быстроходного и тихоходного валов назначают

$$d_{мБ} = d_{мТ} = (0,85...0,95)d_n \quad (2.3)$$

с последующим округлением полученных диаметров до стандартного значения по ГОСТ 6636–69. Диаметр выходного конца быстроходного вала $d_{мБ}$ согласовывают с диаметром d вала электродвигателя:

$$d_{мБ} = (0,8...1,2)d. \quad (2.4)$$

При большом различии диаметров выходного конца быстроходного вала и вала электродвигателя бывает сложно подобрать муфту. В таком случае целесообразно диаметр быстроходного входного вала редуктора увеличивать в сравнении с расчетным значением в 1,3–1,5 раза.

При наличии между редуктором и электродвигателем, или приводным валом ременной или цепной передачи, диаметр выходного конца вала можно увеличить на 15 %...20 %, после чего следует откорректировать диаметры других шеек вала и окончательно принять конструкцию вала (вала-шестерни).

2.5 Переходные части валов между соседними ступенями разных диаметров

Переходные части валов между двумя ступенями разных диаметров чаще всего выполняют двух типов: с галтелью (желобом) и с канавкой (проточкой).

Галтельный переход (рисунок 2.1 и таблица 2.1) при небольшой высоте уступа не вызывает значительных местных напряжений. Поэтому такой переход особенно желателен в местах, где запасы прочности небольшие. Если для ступени меньшего диаметра предусмотрено шлифование, то для получения скругленной галтели необходимо предварительно закруглить заправкой кромку шлифовального круга.

Ширина плоской части перехода должна обеспечивать надежную фиксацию деталей с учетом уровня осевой силы, которой нагружен уступ вала, и абсолютных размеров сечения. Достаточно номинального значения этой ширины от 1,5 до 2, 5 мм. Для соединения, которое приведено на рисунке 2.1, *а*, рекомендуется

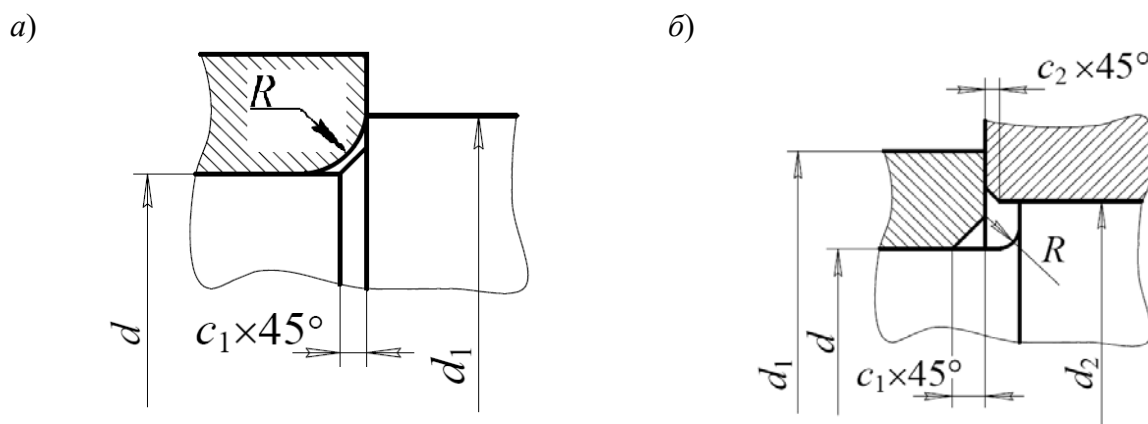
$$d_1 = d + 2c_1 + (2...5) \text{ мм}, \quad (2.5)$$

а для соединения на рисунке 2.1, *б* –

$$d_2 = d + 2c_2 + (2...5) \text{ мм};$$

$$d_1 = d_2 + 2c_2 + (2...5) \text{ мм};$$

$$R > c_2. \quad (2.6)$$



$$a - c_1 < R; \quad b - c_1 > R$$

Рисунок 2.1 – Варианты исполнения галтельного перехода

Таблица 2.1 – Размеры галтельных переходов (ГОСТ 10948–64)

d , мм	12...19	20...28	30...48	50...75	80...125	130...180	190...320
R , мм	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
c_1 , мм	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0

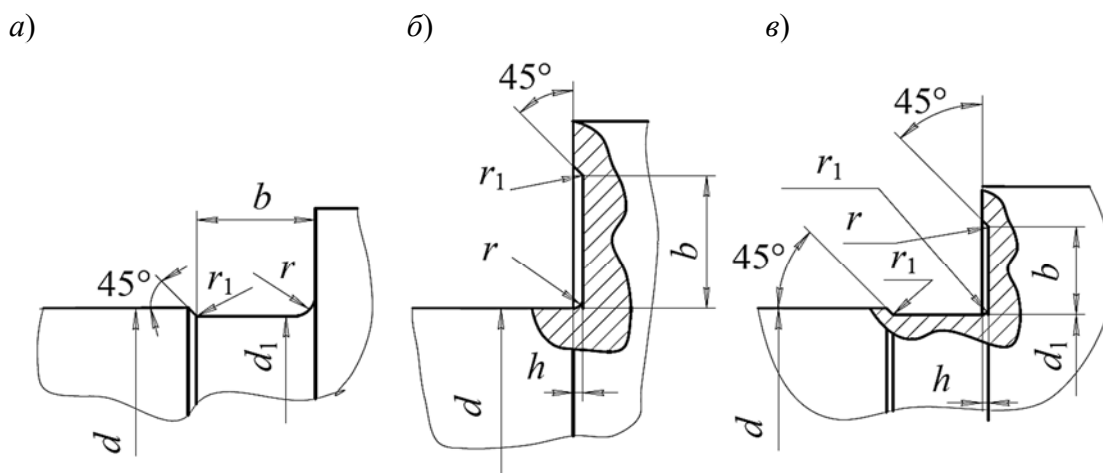
Переход с канавкой (рисунок 2.2, таблица 2.2), которая необходима для выхода шлифовального круга и не требует заправки кромки круга по радиусу, обеспечивает наибольшую технологичность обработки вала. Однако вследствие высокой концентрации напряжений возле канавки ее можно применять лишь в слабонагруженных валах или на тех участках, размеры которых зависят от поверхностной твердости или других факторов, не связанными с явлением усталости. При наличии на валу резьбы выполняют проточки для выхода резца по ГОСТ 8234–69.

Таблица 2.2 – Размеры канавок для выхода шлифовального круга (ГОСТ 8820–69)

В миллиметрах

d	b	d_1	h	r	r_1
От 10 до 50	3	$d - 0,5$	0,3	1,0	0,5
От 50 до 100	5	$d - 1,0$	0,5	1,6	0,5
Св. 100	8	$d - 1,0$	0,5	2,0	1,0
Св. 150	10	$d - 1,0$	0,5	3,0	1,0

Заплечик (уступ) вала, который контактирует с кольцом подшипника качения (рисунок 2.3), должен выполняться таким образом, чтобы фаски кольца подшипника свободно размещались внутри галтельного перехода вала. Высота h уступа должна обеспечить соответствующее положение кольца на валу. Размер r фаски кольца указывается в каталоге для каждого подшипника, а размеры перехода приведены в таблице 2.3.



a – по цилиндру; *б* – по торцу; *в* – по цилиндру и торцу

Рисунок 2.2 – Варианты выполнения канавок для выхода шлифовального круга при шлифовании

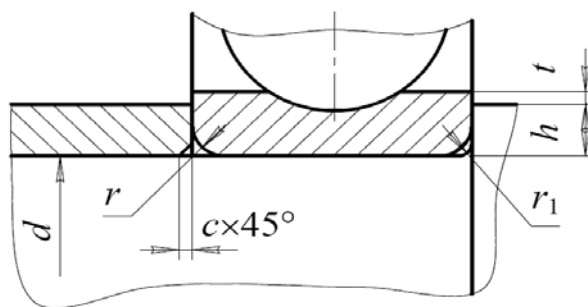


Рисунок 2.3 – Уступ на валу возле торца подшипника качения

Таблица 2.3 – Размеры галтельных переходов возле посадочных мест подшипников качения (ГОСТ 3478–79)

В миллиметрах

R	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0
r_1	0,3	0,6	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0
h	1,0	2,5	3,0	3,5	4,5	5,0	6,0	7,0	9,0

Назначать высоту уступа значительно больше номинальной, приведенной в таблице 2.3, нецелесообразно, потому что размер t свободной части торцевой поверхности кольца должен обеспечить возможность извлечения кольца лапами съемника при демонтаже подшипника. Минимальные значения t приведены в таблице 2.4.

То же самое значение t желательно оставлять, когда торец кольца опирается не на уступ вала, а на дистанционную втулку. Высота уступа, который контактирует с торцом кольца подшипника, назначается аналогично, если уступ выполняется с канавкой (см. рисунок 2.2, *a*).

Таблица 2.4 – Минимальное значение размера t для демонтажа подшипника (ГОСТ 20226–82)

d , мм	До 15	15...50	50...100	Св. 100
t , мм	1,0	2,0	2,5	3,0

Соединение зубчатых и червячных колес редукторов с валом (рисунок 2.4) часто выполняют с посадками, которые обеспечивают гарантированный натяг и дополнительно фиксируют шпонкой в окружном направлении. При этих посадках во время монтажа зубчатых колес на валах достаточно тяжело совместить шпоночный паз колеса со шпонкой вала. Для облегчения сборки рекомендуется выполнять направляющий цилиндрический участок вала с допуском по $d6$ длиной l_x , определяемой по формуле

$$l_x = k + (0,7...0,9)b, \quad (2.7)$$

где k – расстояние от уступа вала до начала шпоночного паза, мм;

b – ширина шпонки, мм.

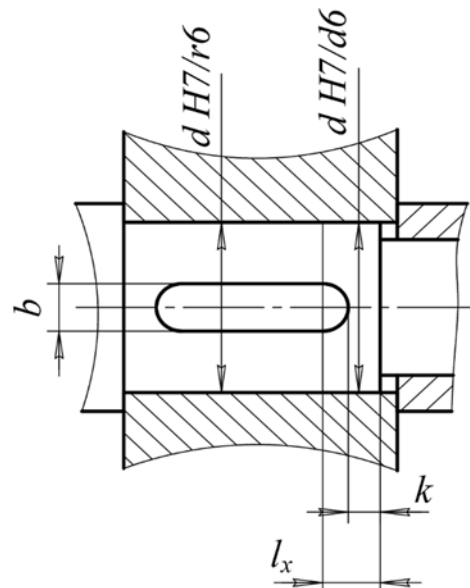
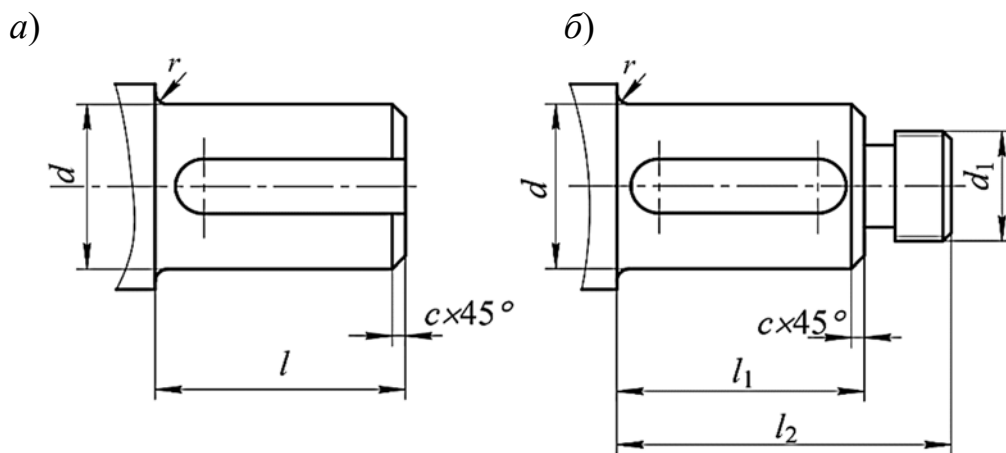


Рисунок 2.4 – Узел соединения колеса с валом

2.6 Выходные (присоединительные) концы валов

Присоединительные концы (хвостовики) валов предназначены для монтажа деталей, которые передают вращательные моменты. Они стандартизированы: цилиндрические – по ГОСТ 12080–66 (рисунок 2.5, таблица 2.5); конические – по ГОСТ 12081–72 (таблица 2.6, рисунок 2.6).



a – концы валов цилиндрические; b – концы валов цилиндрические с резьбой

Рисунок 2.5 – Цилиндрические хвостовики валов

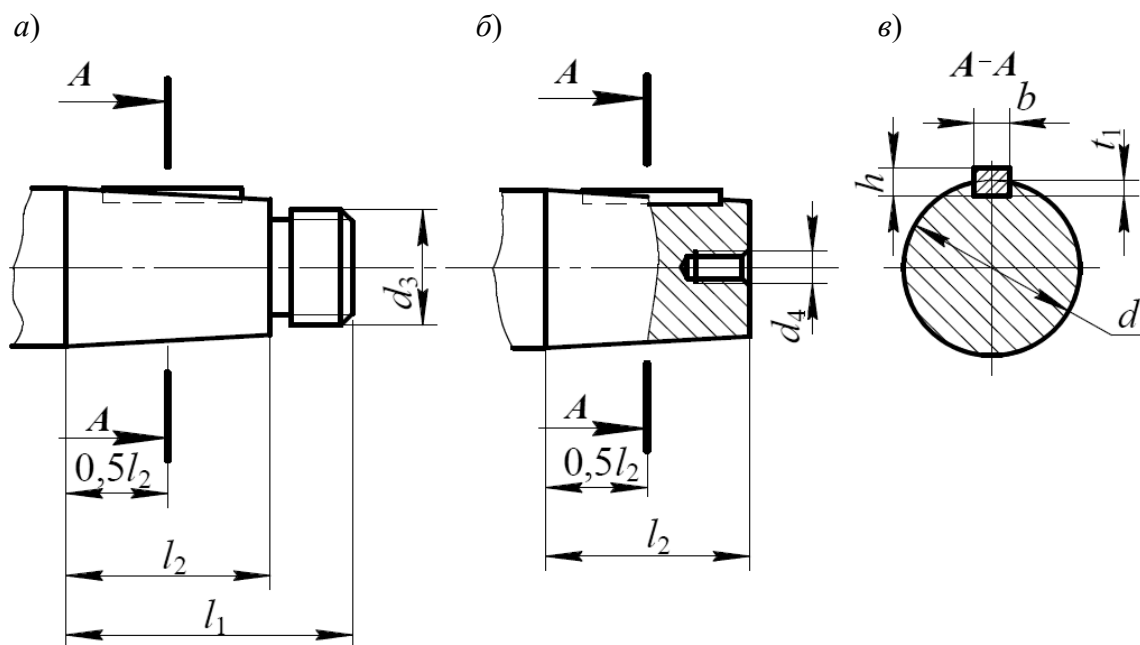
Таблица 2.5 – Концы валов цилиндрические (по ГОСТ 12080–66)

В миллиметрах

Диаметр d		Цилиндрические				Цилиндрические с резьбой		
1-й ряд	2-й ряд	Исполнение		r	c	l_1	l_2	d_1
		1	2					
14	—	30	25	1,0	1,6	30	18	M8×1
16, 18	19	40	28	1,0	1,6	40	28	M10×1,25
20, 22	24	50	36	1,6	1,0	50	36	M12×1,25
25, 28	—	60	42	1,6	1,0	60	42	M16×1,5
32, 36	30, 35	80	58	2,0	1,6	80	58	M20×1,5
40	42	110	82	2,0	1,6	110	82	M24×2
45	48	110	82	2,0	1,6	110	82	M30×2
50, 55	52, 56	110	82	2,5	2,0	110	82	M36×2
60	63, 65	140	105	2,5	2,0	140	105	M42×3
70	71, 75	140	105	2,5	2,0	140	105	M48×3
80	—	170	130	3,0	2,5	170	130	M56×4
90	85, 95	170	130	3,0	2,5	—	—	—
100, 110	120	240	165	3,0	2,5	—	—	—
125	130, 150	250	200	4,0	3,0	—	—	—
140	—	300	240	4,0	3,0	—	—	—

Концы валов предусматриваются двух исполнений: 1 – длинные; 2 – короткие.

Конические концы валов бывают двух типов (1 – с наружной резьбой, см. рисунок 2.6, а; 2 – с внутренней резьбой, см. рисунок 2.6, б) и двух исполнений (1 – длинные, 2 – короткие).



а – тип 1; б – тип 2; в – сечение по среднему диаметру

Рисунок 2.6 – Конические хвостовики валов

Таблица 2.6 – Концы валов конические с конусностью 1:10 (по ГОСТ 12081–72)

d		l_1		l_2		b	h	t_1	d_3	d_4
		Исполнение								
1-й ряд	2-й ряд	1	2	1	2					
20, 22	—	50	36	36	22	4	4	2,5	M12×1,25	M6
—	24	50	36	36	22	5	5	3,0	M12×1,25	M6
25, 28	—	60	42	42	24	5	5	3,0	M16×1,5	M8
—	30	80	58	58	36	5	5	3,0	M20×1,5	M10
32	35	80	58	58	36	6	6	3,5	M20×1,5	M10
36	—	80	58	58	36	6	6	3,5	M20×1,5	M12
—	38	80	58	58	36	6	6	3,5	M24×2	M12
40	42	110	82	82	54	10	8	5,0	M24×2	M12
45	48	110	82	82	54	12	8	5,0	M30×2	M16
50	—	110	82	82	54	12	8	5,0	M36×3	M16
56	55	110	82	82	54	12	8	5,0	M36×3	M20
63	60, 65	140	105	105	70	16	10	6,0	M42×3	M20
71	70, 75	140	105	105	70	18	11	7,0	M48×3	M24
80	85	170	130	130	90	20	12	7,5	M56×4	M30
90	—	170	130	130	90	22	14	9,0	M64×4	M30
—	95	170	130	130	90	22	14	9,0	M64×4	M36
100	—	210	165	165	120	25	14	9,0	M72×4	M36
110	—	210	165	165	120	25	14	9,0	M80×4	M42
—	120	210	165	165	120	28	16	10,0	M90×4	M42
125	—	210	165	165	120	28	16	10,0	M90×4	M48
—	130	250	200	200	150	28	16	10,0	M100×4	—

3 Разработка эскизной компоновки редуктора

3.1 Назначение эскизной компоновки редуктора

После определения габаритных размеров зубчатых колес (диаметров и ширины) для более полного учета факторов, влияющих на длину отдельного вала, выполняют эскизную компоновку редуктора, конструкторский документ, позволяющий точно определить длину вала без расчетов, способных привести к ошибкам. Компоновку рекомендуется выполнять в масштабе 1:1 (основной вариант) или 1:2 (если этому не препятствуют размеры редуктора), что позволит составить наиболее полное представление о конструкции редуктора.

При эскизной компоновке редуктора решают следующие задачи:

- определяют относительное расположение деталей в редукторе (прежде всего расстояние между опорами валов и положение зубчатых колес относительно этих опор);
- на основании приближенных расчетов определяют конструктивные элементы и форму валов, корпуса и других деталей (допускается опускать некоторые подробности их конструкции);

– выбирают способ смазки передач и подшипников.

При эскизной компоновке проверяют возможность сборки редуктора (наличие зазоров между вращающимися и невращающимися деталями).

3.2 Эскизное компонование

Минимальные зазоры между окружностями выступов колес и поверхностями валов должны быть не менее 5 мм. Например, для редуктора (рисунок 3.1) нужно выполнить условия:

$$a_{w2} - (d_{a2}/2 + d_{a5}/2) \geq 5;$$

$$a_{w3} - (d_{a4}/2 + d_6/2) \geq 5. \quad (3.1)$$

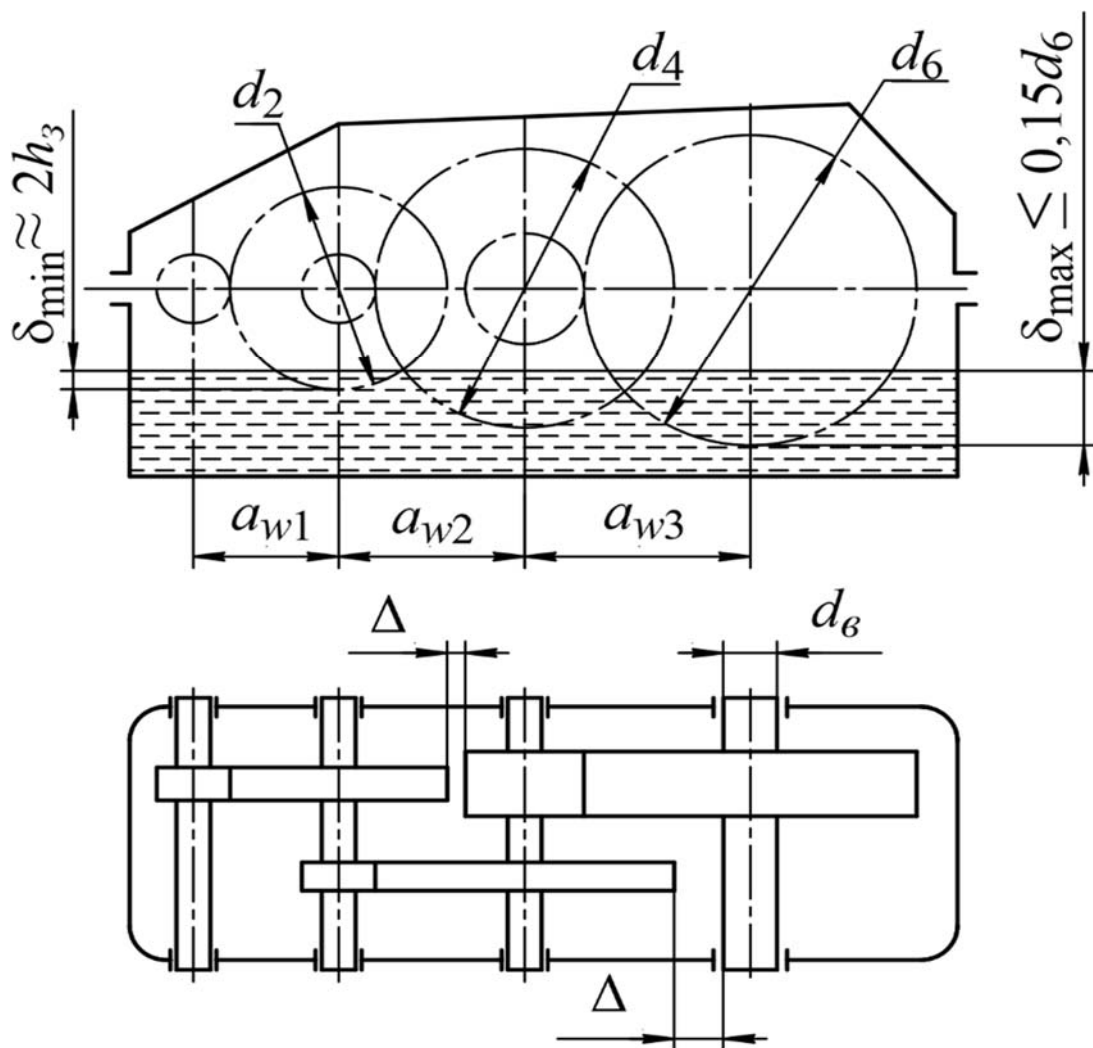


Рисунок 3.1 – Сборочная компоновка редуктора (выполняется в масштабе)

При невыполнении этих условий необходимо изменить габаритные размеры колес (диаметры и ширину) таким образом, чтобы прочность их не уменьшалась.

При выборе способа смазки зацепления необходимо руководствоваться

следующим. При окружных скоростях зубчатых колес $V \leq 15$ м/с смазка зубчатого зацепления обычно осуществляется погружением зубьев колес в масляную ванну в корпусе редуктора, которая требует приблизительного равенства диаметров зубчатых колес всех ступеней передачи.

Меньшее колесо с диаметром d_2 должно минимально погружаться приблизительно на две высоты зуба, а погружение тихоходного колеса с диаметром d_6 допускается максимально на $0,15d_6$ (см. рисунок 3.1).

При окружных скоростях $V > 15$ м/с применяется принудительное смазывание от специальной системы смазки. В этом случае приблизительное равенство диаметров зубчатых колес необязательно.

Для выполнения компоновки редуктора необходимо знать размеры отдельных элементов корпуса редуктора, зазоры между отдельными деталями, размеры некоторых стандартных деталей.

Толщина стенки корпуса редуктора (в миллиметрах) определяется следующим образом:

- одноступенчатого (не менее 7 мм) $\delta = 0,025a_w + 1$;
- двухступенчатого (не менее 8 мм) $\delta = 0,025a_{wT} + 3$;
- трехступенчатого (не менее 8 мм) $\delta = 0,025a_{wT} + 5$,

в которых a_w – межосевое расстояние; a_{wT} – межосевое расстояние тихоходной ступени.

Размер l от торца подшипника качения до стенки корпуса редуктора (рисунок 3.2):

- при жидкой смазке для смазывания подшипника $l = 0,1 \delta$;
- при пластичной (густой) смазке $l = (0,4...0,6) \delta$.

Зазор между внутренними стенками корпуса и поверхностями вращающихся деталей

$$a = (1,0...1,2) \delta. \quad (3.2)$$

Минимальный допускаемый зазор между поверхностями вращающихся деталей

$$\Delta \geq 0,4 \delta. \quad (3.3)$$

Зазор между торцевыми поверхностями зубчатых и червячных колес

$$e = (0,4...0,6) \delta. \quad (3.4)$$

Ширина фланца для крепления крышки к корпусу редуктора

$$K = (4...5) \delta. \quad (3.5)$$

Расстояние между торцами валов соосных редукторов (см. рисунок 3.2)

$$a_1 = (0,7...1,0) \delta. \quad (3.6)$$

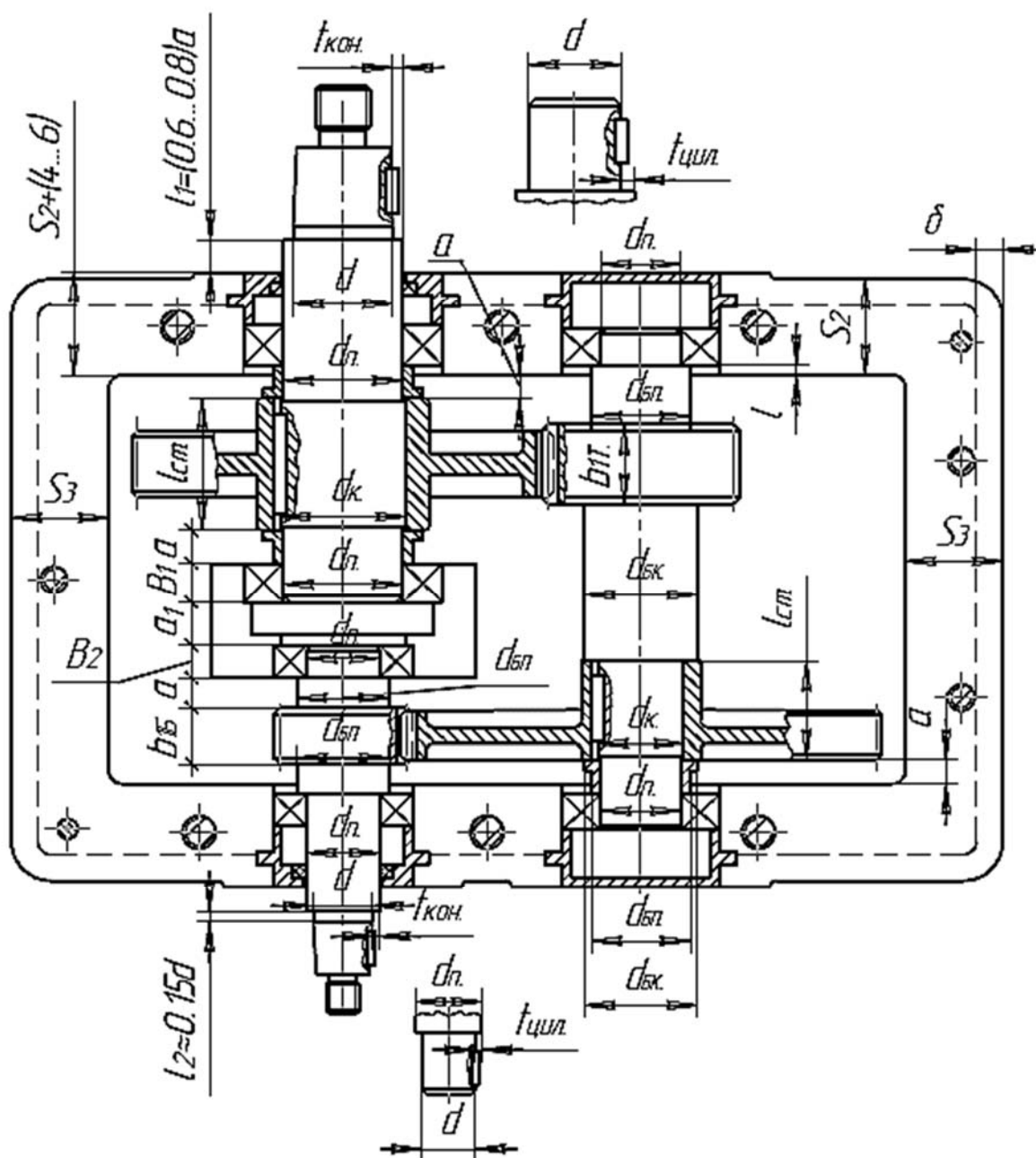


Рисунок 3.2 – Компоновка цилиндрического двухступенчатого соосного редуктора с внутренним расположением подшипниковых бобышек

Ширина:

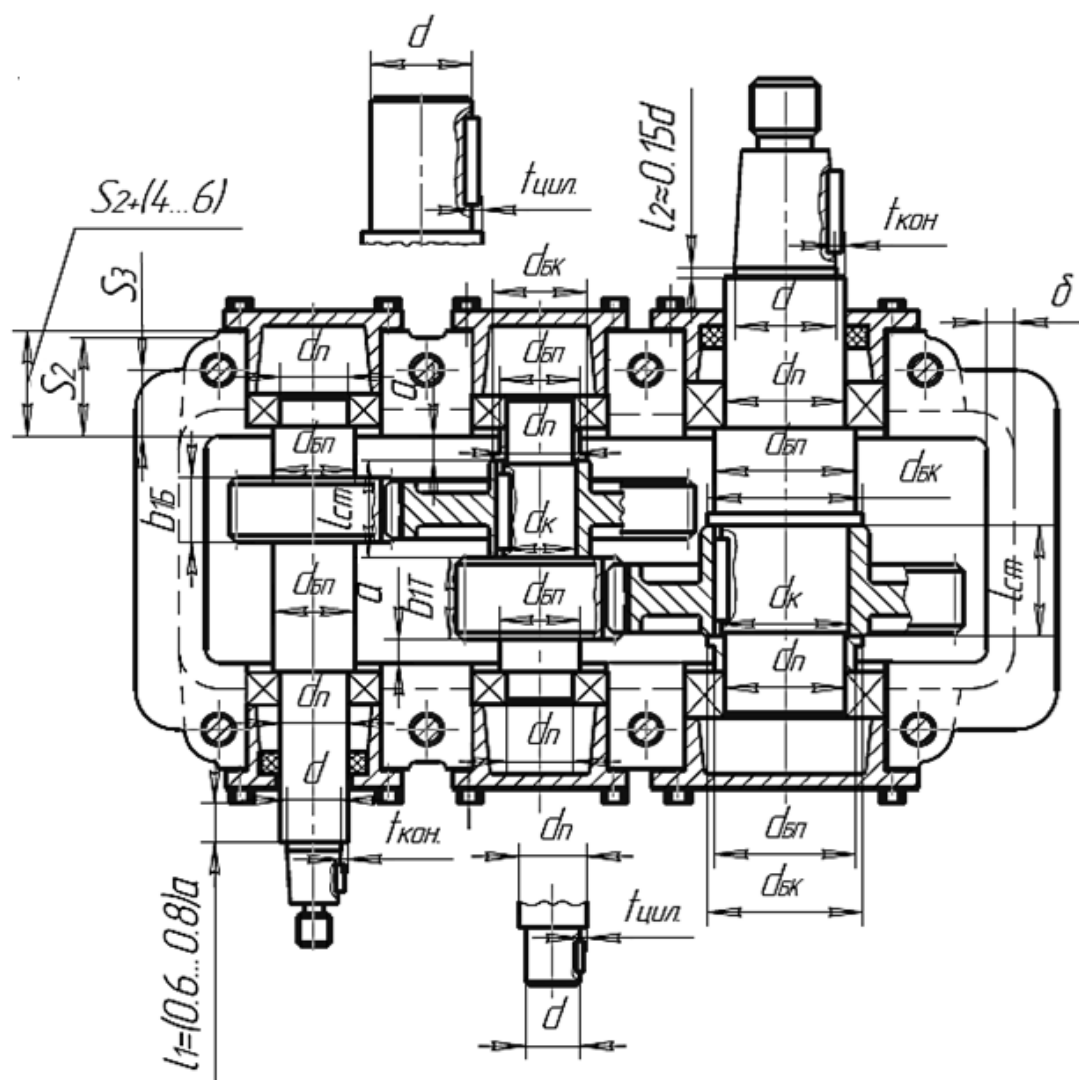
- нижнего фланца корпуса $S_1 = \delta + k_1$;
- фланца корпуса и крышки (у подшипников) $S_2 = \delta + k_2$;
- фланца корпуса и крышки (по периметру) $S_3 = \delta + k_3$.

В этих выражениях k_1, k_2, k_3 – ширина фланца по нормам проектирования в зависимости от размеров резьбы (размера гайки под ключ).

Высоту $t_{цил}$ ($t_{кон}$) заплечика на валу принимают в зависимости от диаметра d вала из таблицы 3.1.

Примеры эскизной компоновки представлены на рисунках 3.2–3.5. На рисунках показаны примеры эскизной компоновки для наиболее распространенных конструкций редукторов.

d	17...22	24...30	32...38	40...44	45...50	52...58	60...65	67...75	80...85
$t_{цпл}$	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1	5,6
$t_{кон}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7



На рисунке 3.5 приняты следующие обозначения:

R – радиус, определяющий положение подшипников червяка, $R=(d_{ae2}/2)+A$;

S – размер, также определяющий положение подшипников червяка,
 $S = (0, 1 \dots 0, 2) D_1$.

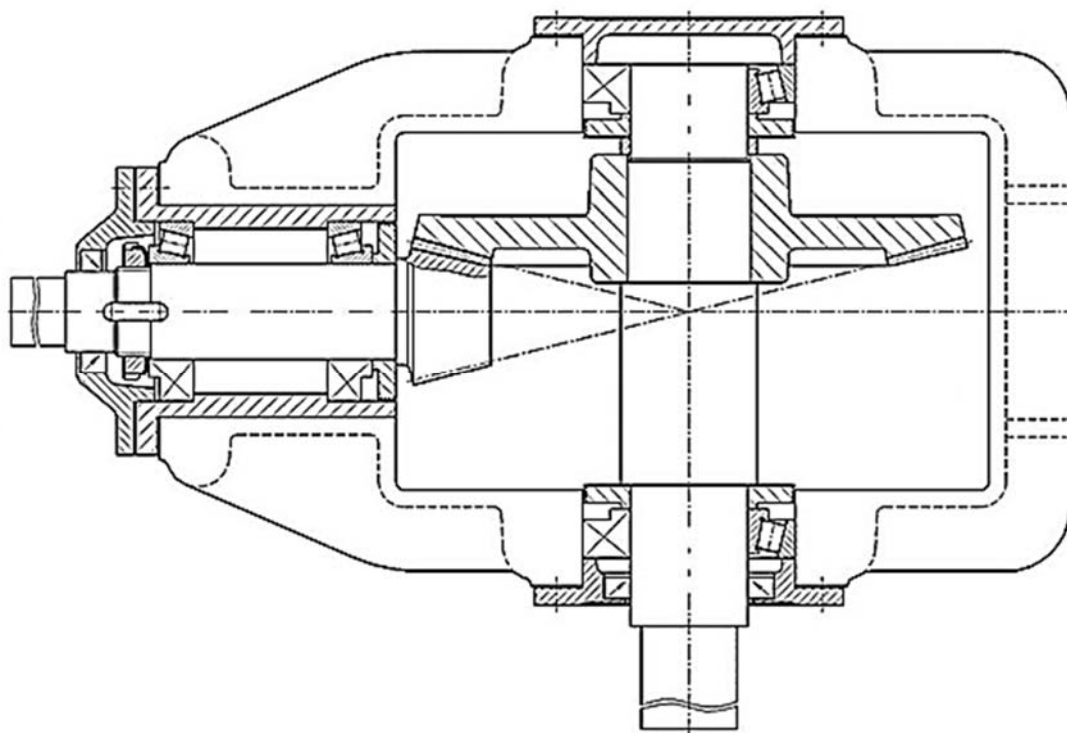
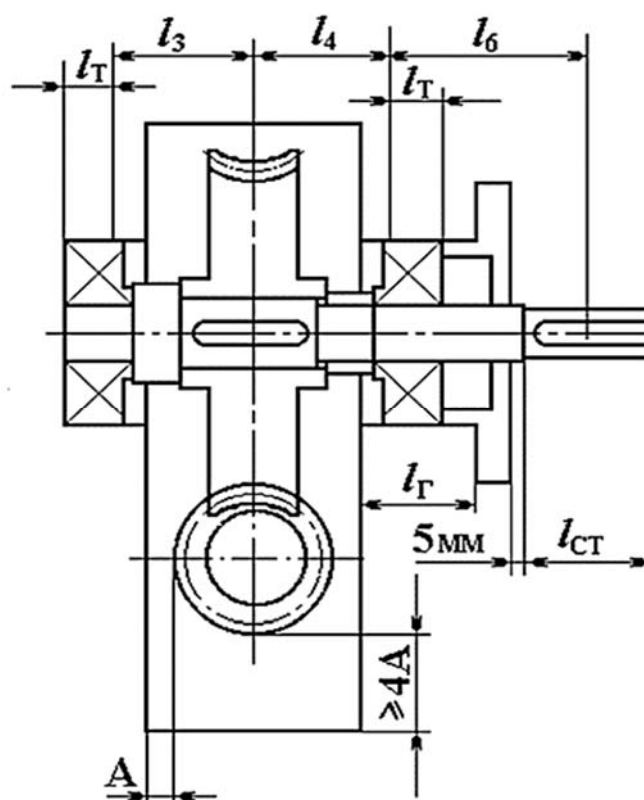


Рисунок 3.4 – Компоновка конического редуктора

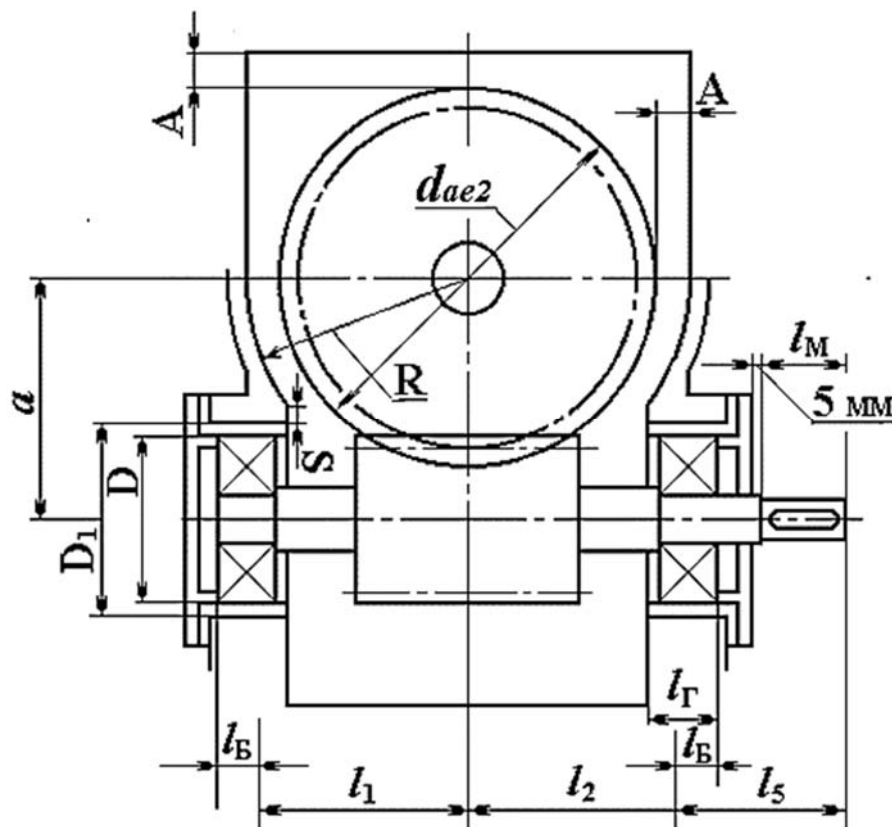
a)



a – вид спереди; *б* – вид сбоку

Рисунок 3.5 – Компоновка червячного редуктора

б)



Окончание рисунка 3.5

Перед выходными концами валов вычерчены гнезда под подшипники; глубина гнезда на ведомом валу $l_2 = \delta + K_t$, где δ – толщина стенки корпуса; K_t – ширина верхнего фланца корпуса, определяемая по нормам проектирования с учетом диаметра болтов, соединяющих крышку с корпусом у подшипников; l_2 – глубина гнезда на ведущем валу, $l_2 > 1,5 B$, где B – ширина подшипника (см. [1]).

Ступени выходных концов ведущего и ведомого валов располагаем на расстоянии 5 мм от внешнего торца крышки подшипника, при этом длина ступени на ведущем валу (как вариант) равна длине полумуфты l_m , на ведомом – длине ступицы ведущей звездочки цепной передачи.

Определяем расстояние l_b и l_m между наружными торцами подшипников и точками приложения реакций подшипников ведущего и ведомого валов по формулам:

$$l_b = 0,5 \left(B + \frac{d + D}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right); \quad (3.7)$$

$$l_T = 0,5 \left(T + \frac{d + D}{3} \cdot e \right), \quad (3.8)$$

где α – угол контакта подшипника.

Измерением устанавливаем расстояние между точками приложения реакций опор валов и силами в зацеплении червячной пары $l_1 = l_2$ и $l_3 = l_4$, а также между точками приложения реакций опор и консольными силами l_5 и l_6 , при этом точку приложения силы давления F_u на вал от открытой цепной передачи принимаем в середине выходного конца ведомого вала, а точку приложения силы давления муфты F_m – в торцовой плоскости выходного конца ведущего вала или в его середине.

4 Определение направления нагрузок, действующих на вал

Основными нагрузками, которые действуют на валы редукторов, являются усилия в зубчатых и червячных зацеплениях, натяжения ветвей ремня или цепи соответствующих передач, а также вращающие моменты. Массы вала и закрепленных на нем деталей не учитывают.

Прямозубая зубчатая передача. Вектор окружной силы цилиндрической зубчатой передачи лежит на касательной к делительной окружности и направлен противоположно направлению вращения на ведущем элементе передачи (шестерне, червяке), а на ведомом элементе (колесе) – по направлению вращения передачи (рисунок 4.1).

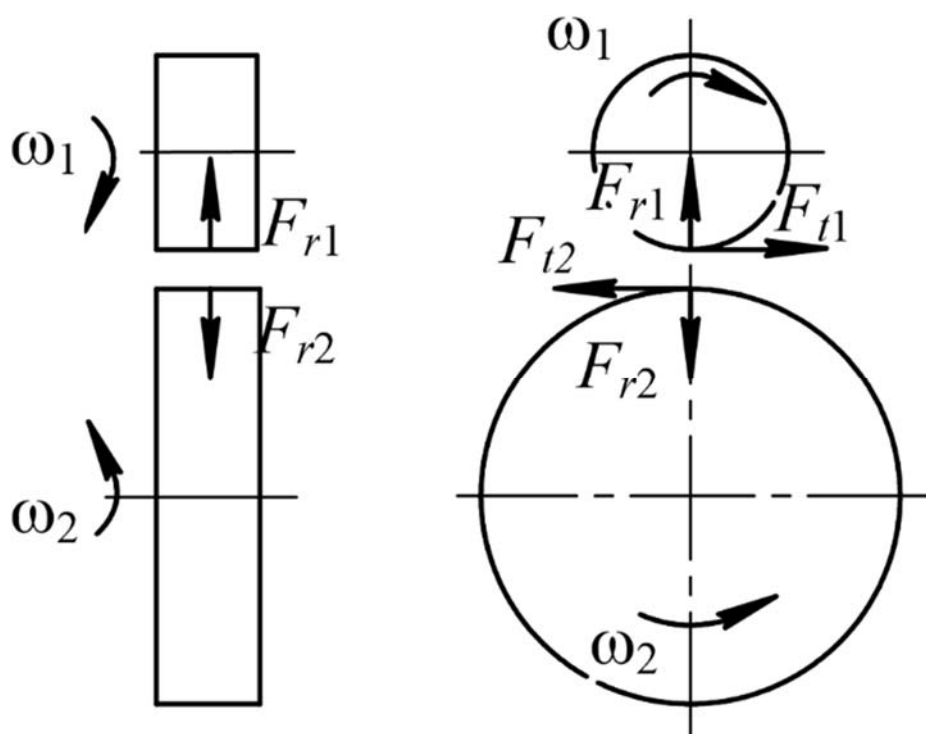
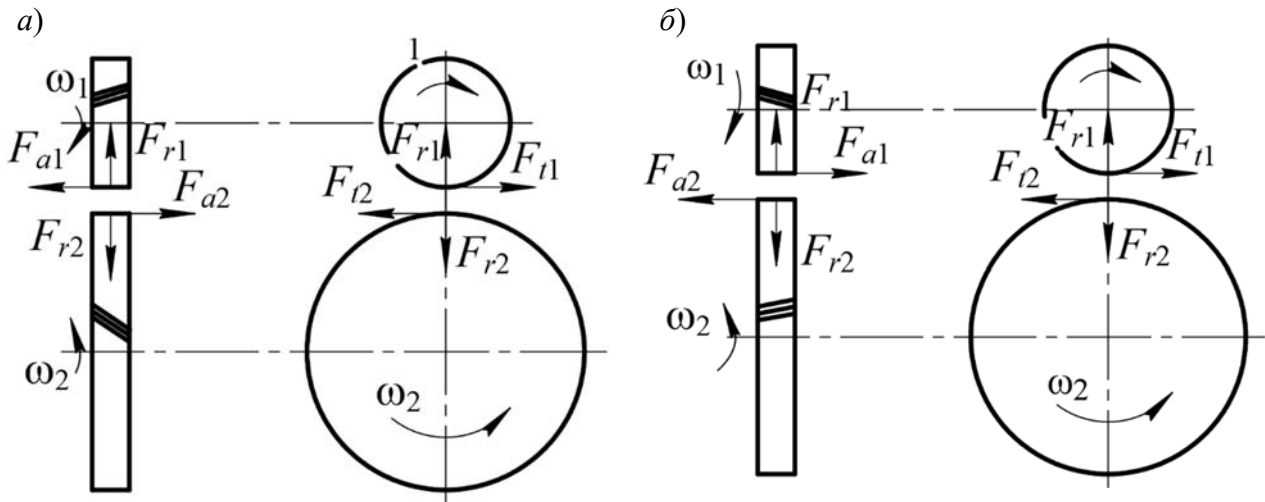


Рисунок 4.1 – Силы в цилиндрической прямозубой передаче

Радиальная сила всегда направлена от места приложения к оси вала по радиусу.

Косозубая зубчатая передача. Осевая сила в косозубой цилиндрической передаче действует параллельно оси вала в направлении, которое зависит от направления вращения и направления наклона линии зубьев. На рисунке 4.2 показаны схемы сил в косозубой передаче при левом и правом направлениях зубьев шестерни. Направление линий зубьев колеса и шестерни определяется так же, как и направление резьбы, при этом они всегда противоположны.



a – при левом направлении зубьев; *б* – при правом направлении зубьев

Рисунок 4.2 – Силы в цилиндрической косозубой передаче

В обычных шевронных передачах осевые силы полушевронов взаимно компенсируются и в расчет не вводятся.

Шевронная передача с разнесенными полушевронами рассматривается как две параллельно работающих косозубые передачи, при этом для расчета действующих в каждом полушевроне сил принимается половина переданного данным валом вращательного момента (при наличии «плавающего» вала).

Коническая прямозубая передача. Осевая сила в прямозубой конической передаче действует параллельно оси вала в направлении основания конуса шестерни или колеса (рисунок 4.3).

Червячная передача. В червячной передаче направление витков червяка и линии зуба червячного колеса всегда совпадают (рисунок 4.4). Направление осевой силы в червячной передаче зависит от направления витков червяка и направления его вращения, а точка приложения сил – от расположения червяка (верхнее или нижнее).

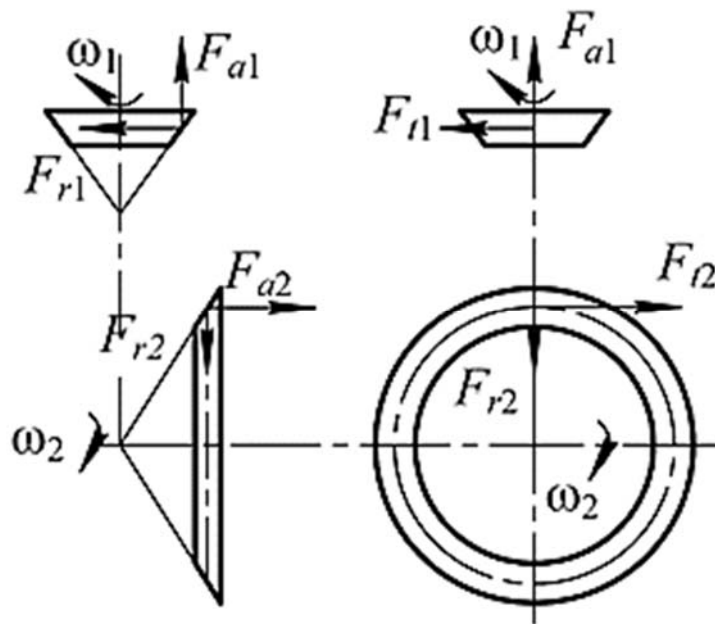
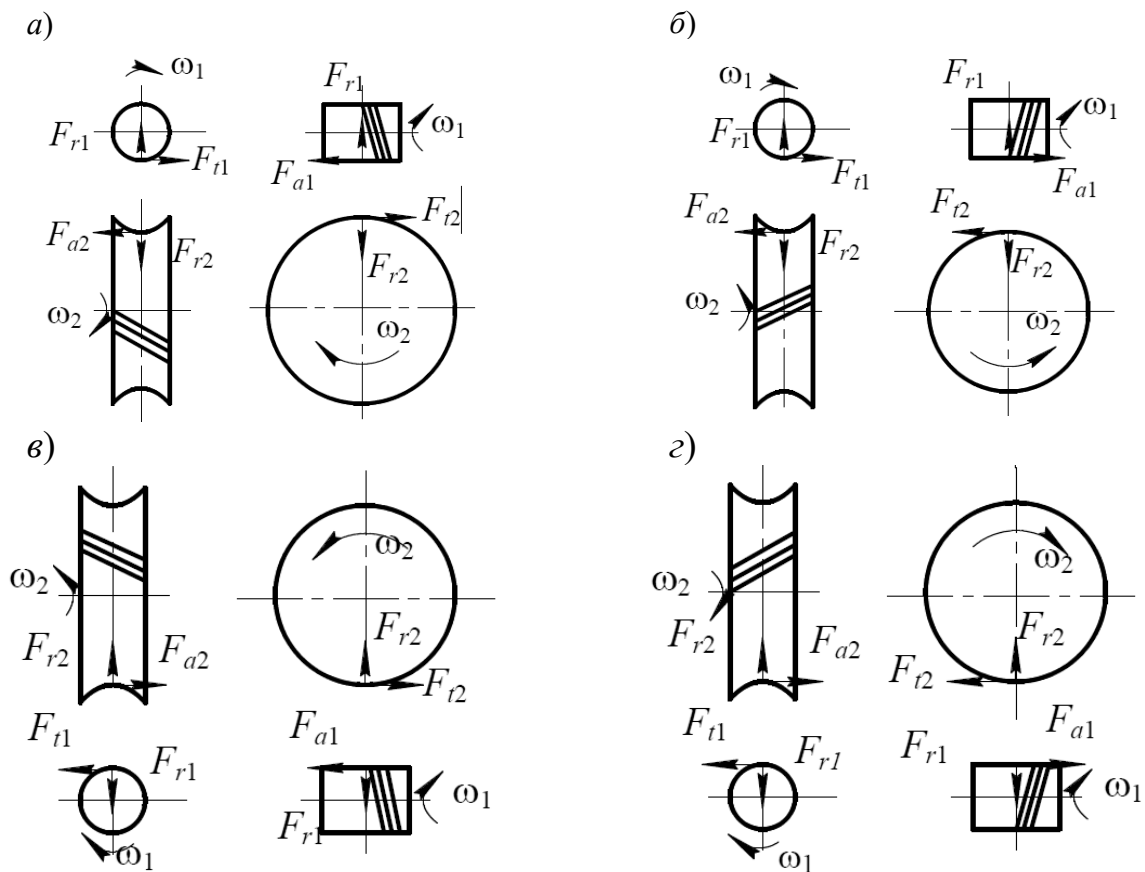


Рисунок 4.3 – Силы в конической зубчатой передаче



а – правый червяк с верхним расположением вращается по часовой стрелке; *б* – левый червяк с верхним расположением вращается по часовой стрелке; *в* – правый червяк с нижним расположением вращается по часовой стрелке; *г* – левый червяк с нижним расположением вращается по часовой стрелке

Рисунок 4.4 – Силы в червячной передаче

5 Подшипниковые узлы

5.1 Смазывание подшипников качения

В качестве смазочных материалов в подшипниках качения используются жидкие, пластичные (густые) и твердые смазки. В последнее время все шире используются подшипники закрытого типа, в которые закладывается оригинальная смазка фирмы-производителя подшипников. В случае грамотного проектирования узла, надежной изоляции подшипника от смазочного масла из картера редуктора и заказа подшипников именно для проектируемой машины (механизма) подшипниковые узлы не требуют обслуживания на протяжении всего срока их службы.

Поскольку в курсовом проекте разрабатывается редуктор общего назначения, рекомендуется следующая последовательность методики выбора смазки.

Выбор вида смазки. При окружных скоростях подвижного кольца d_n подшипника $V < 2$ м/с целесообразно применять пластичную смазку; при $V < 5$ м/с можно применять как пластичную, так и жидкую смазку; при $V > 5$ м/с рекомендуется жидкая смазка.

Считая, что редукторы общего машиностроения имеют приблизительно одинаковые характеристики удельной нагруженности опор, условия работы подшипников разделены на четыре группы в зависимости от соотношения частоты вращения вала n и его диаметра d (см. диаграмму на рисунке 5.1).

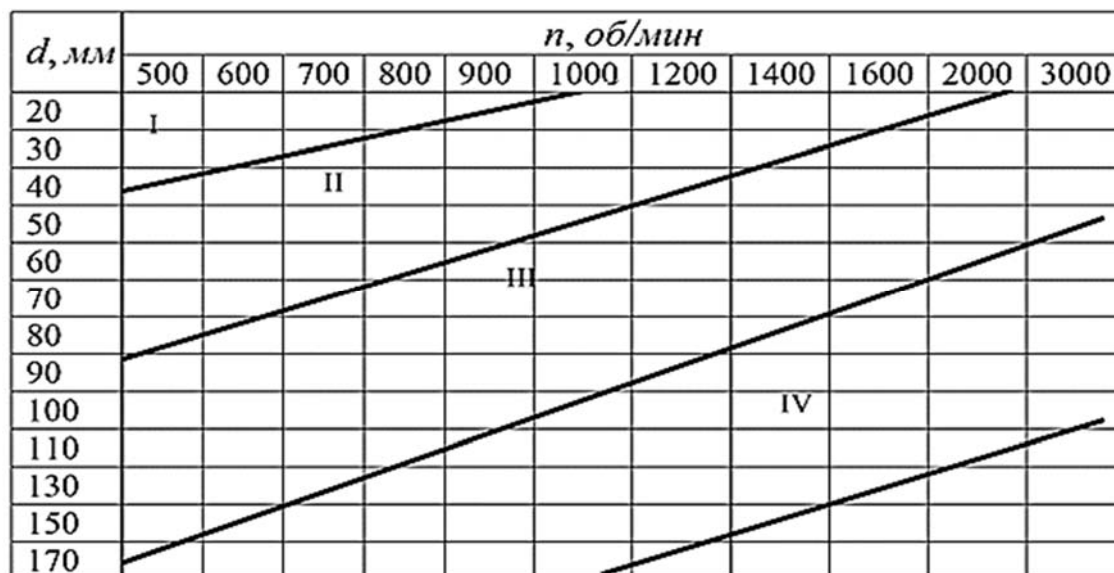


Рисунок 5.1 – Диаграмма типовых условий работы подшипников

Согласно определенной по рисунку 5.1 группе выбирается марка масла в зависимости от ожидаемой температуры в подшипниковом узле по таблице 5.1.

Пластичные смазочные масла так же, как и жидкие, выбираются в зависимости от температуры в подшипниковом узле (таблица 5.2).

Таблица 5.1 – Влияние температуры в подшипниковом узле на выбор марки масла

Группа типичных условий	Рабочая температура смазочного масла, °С		
	от 0 до 60	от 60 до 100	св.100
I	Индустриальное 20	Индустриальное 20	Авиационное МК-22 Авиационное МС-14
II	Индустриальное 45 Турбинное 30	Индустриальное 20 Турбинное 30	Авиационное МС-14
III (использование смазки под давлением)	Индустриальное 20	Турбинное 30	Турбинное 57
IV (использование смазки под давлением)	Турбинное 57	Турбинное 57	Турбинное 57

Таблица 5.2 – Условия использования пластичных смазочных масел

Наименование и марка смазочного масла	Кинематическая вязкость при t °С, сСт		Температура в подшипниковом узле, °С
	0	20	
Солидол С	≤ 2000	400...1000	-3...+70
Пресс-солидол С	≤ 2000	700...900	-30...+50
Солидол жировой УС-3	6000...9000	3000...3500	-10...+80
Жировая смазка I-13	≤ 2000	1000...2000	-20...+110
ЦИАТИМ-221	700...1000	200...500	-60...+150
ЦИАТИМ-201	800...1500	500...1000	-60...+90

5.2 Рекомендации по выбору уплотнительных устройств

Уплотнительные устройства подшипниковых узлов защищают подшипники от загрязнения извне и предотвращают вытекание из них смазочного материала. Их конструкция зависит от скорости вращения вала, вида смазки и вязкости смазочного масла, рабочей температуры подшипникового узла, условий эксплуатации механизма.

Определяющим при выборе уплотнения является линейная скорость поверхности вала под уплотнением (таблица 5.3).

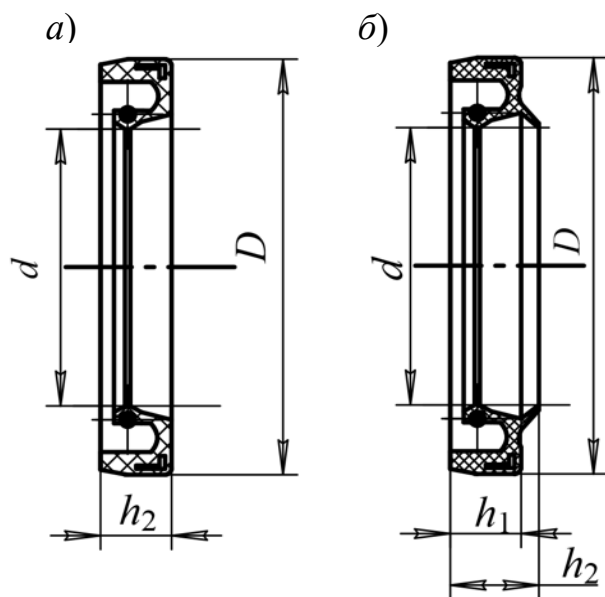
Характеристика основных типов уплотнений.

Контактные уплотнения: манжетные и сальники обеспечивают герметичность подшипникового узла при средних и низких скоростях на контактной поверхности вала благодаря плотному контакту шейки вала и участку уплотнения.

Наиболее широко распространены *манжетные уплотнения* (ГОСТ 8752–79, рисунок 5.2) из-за высокой степени унификации, стандартизации, надежности.

Таблица 5.3 – Эксплуатационные характеристики уплотнений

Тип уплотнений	Допустимая скорость контактной поверхности вала, м/с
<i>Контактные уплотнения</i>	
Из войлока грубошерстяного Г (ГОСТ 6418–52) и полугрубошерстяного П (ГОСТ 6308–52)	2
Из войлока тонкошерстяного Т (ГОСТ 6418–52)	5
Манжеты из резины I типа	10
То же для полированных валов	15
Манжеты из резины II типа	5
<i>Бесконтактные уплотнения</i>	
Кольцевые зазоры, проточки	5
Лабиринтные уплотнения, заполненные пластической смазкой	30
Лабиринтные уплотнения, не заполненные пластической смазкой	50



а – тип 1; б – тип 2

Рисунок 5.2 – Манжетные уплотнения резиновые по ГОСТ 8752–79

лишек смазки легко вытек наружу.

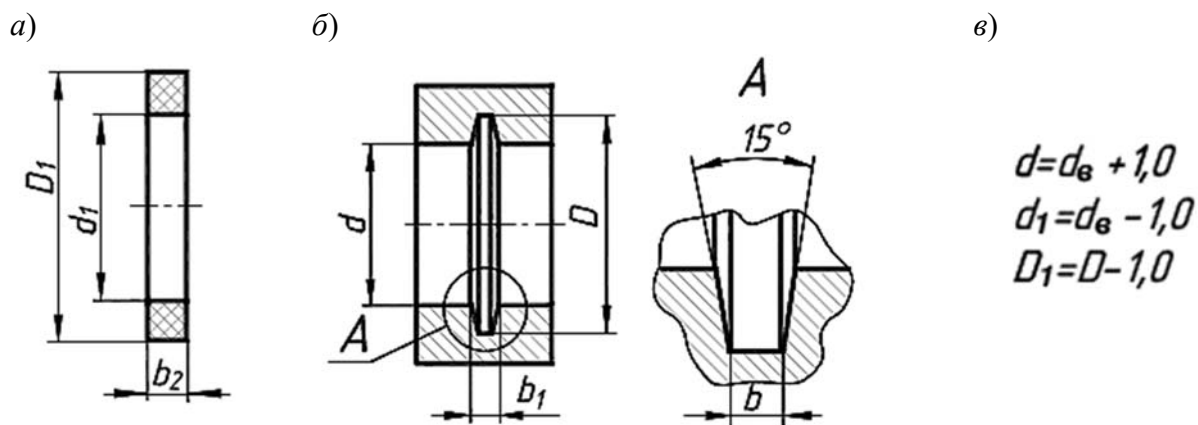
Для работы в загрязненной среде применяют манжеты с пылевиком (см. рисунок 5.2, б).

Сальниковое уплотнение представляет собой кольцо из войлока прямо-

Эти уплотнения могут использоваться как для узлов, которые смазываются жидкой смазкой, так и для узлов, которые смазываются пластичной смазкой. Их выполняют в виде кольцевых манжет (см. рисунок 5.2, а) из армированной резины и устанавливают в корпус с натягом. Сила, прижимающая манжету к валу – сила упругости самой манжеты и специальной пружины.

Для предотвращения утечки жидкой и закладываемой при сборке пластичной смазки манжета устанавливается рабочей кромкой внутрь корпуса. При уплотнении узла с пластичной смазкой, подаваемой через пресс-масленку, манжеты устанавливаются наоборот, чтобы при прессовании смазки в полость узла, излишек смазки легко вытек наружу.

угольного сечения, которое вставляется в кольцевой паз в виде трапеции (рисунок 5.3). Уплотнение применяется в неответственных конструкциях при малых скоростях и в современных конструкциях заменяется манжетными уплотнениями. Размеры сальниковых уплотнений приведены в таблице 5.4. Все контактные уплотнения требуют твердой и гладкой поверхности вала: рекомендовано закаливать шейку до твердости 40...50 HRC_e и полировать ее до шероховатости $Ra\ 0,25...0,66$.



a – кольцо уплотнительное из фетра или войлока; *б* – канавки сальниковых уплотнений; *в* – расчетные формулы

Рисунок 5.3 – Сальниковое уплотнение и проточка для его размещения

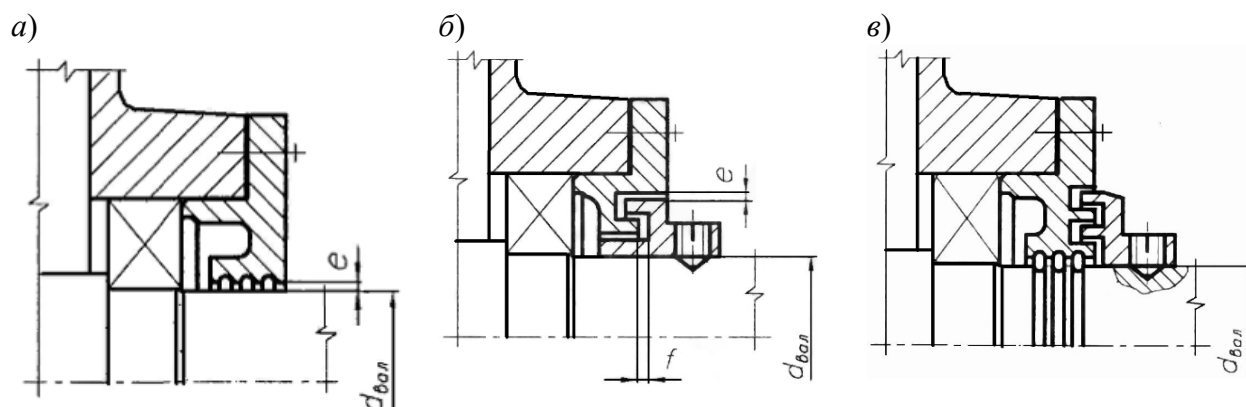
Таблица 5.4 – Размеры сальниковых уплотнений

Диаметр вала $d_в$	$(D-d) / 2$	b	b_1	b_2
От 10 до 15	4	2	3,0	2,5
От 16 до 22	5	3	4,3	3,5
От 25 до 48	6	4	5,5	5,0
От 50 до 65	8	5	7,1	6,0
От 70 до 85	9	6	8,3	7,0
От 90 до 95	10	7	9,6	8,5
От 100 до 115	12	8	11,1	9,5
От 120 до 135	14	9	12,7	10,5

Бесконтактные уплотнения применяются в широком диапазоне скоростей. К наиболее распространенным типам относятся щелевые, лабиринтные и комбинированные (рисунок 5.4). Они эффективно работают при любом способе смазывания подшипников, практически при любой скорости, т. к. не оказывают сопротивления вращению вала. Такие уплотнения надежно удерживают смазочный материал от вытекания под действием центробежной силы.

Щелевые уплотнения выполняются преимущественно в виде кольцевых щелей с проточками или без проточек. Одна из форм проточек щелевых уплотнений приведена на рисунке 5.4, *a*. Зазоры щелевых и лабиринтных уплотнений

целесообразно заполнять пластичным смазочным материалом, создающим дополнительный жировой заслон для попадания извне пыли и влаги. Размеры сальниковых уплотнений приведены в таблице 5.5.



a – щелевые; *б* – лабиринтные; *в* – комбинированные

Рисунок 5.4 – Бесконтактные уплотнения

Таблица 5.5 – Размеры бесконтактных уплотнений

$d_{\text{вал}}$	$10 \leq d_{\text{вал}} \leq 48$	$50 \leq d_{\text{вал}} \leq 84$	$85 \leq d_{\text{вал}} \leq 110$
e	0,2	0,3	0,4
f	$5e$		

Лабиринтные уплотнения создают сопротивление протеканию жидкости или газа через узкие щели. Чередование участков с малыми и большими зазорами приводит к потере кинетической энергии потоком смазки. Малые зазоры равняются 0,2...0,5 мм. При работе на низких и средних скоростях они заполняются пластичным смазочным материалом. При высоких скоростях наличие пластической смазки в зазоре нецелесообразно. Защитное действие щелевых уплотнений незначительно; область применения – в машинах, которые работают в чистой и сухой среде.

В *центробежных уплотнениях* центробежные силы отбрасывают смазочное масло, препятствуя его протеканию. Загрязняющие вещества отбрасываются, попадая на вращающиеся защитные диски. Уплотнения простые и рациональные, но не обеспечивают полной защиты в связи с остановками машины. Поэтому их применяют в сочетании с другими, а также для защиты подшипников от загрязнения продуктами изнашивания, которые находятся в общей масляной ванне. Пример центробежного уплотнения – кольцо мазеудерживающее (рисунок 5.5). Кольцо имеет на цилиндрической периферии 2–4 канавки треугольного сечения (элемент щелевого уплотнения), заполняемые пластической смазкой, при толщине диска кольца 6...9 мм. Зазор между венцом кольца и расточкой корпуса 0,1...0,3 мм.

Комбинированные уплотнения – это соединения уплотнений, которые используют два или больше из указанных принципов. Так, например, качественную защиту обеспечивает комбинация лабиринтного и центробежного уплотнений. Первое из упомянутых обеспечивает защиту при малых скоростях, второе – при больших скоростях вращения вала.

5.3 Проектирование подшипниковых узлов

В современном машиностроении в опорах валов чаще всего используют подшипники качения, потому что они имеют более высокий КПД, а подшипниковый узел проще в изготовлении и обслуживании.

Узел подшипниковой опоры (рисунок 5.6) включает следующие детали: вал *1*, подшипник качения *2*, стакан *3* (при необходимости), мазеудерживающее кольцо *4* (при необходимости), уплотнение *5*, набор регулировочных прокладок *6*.

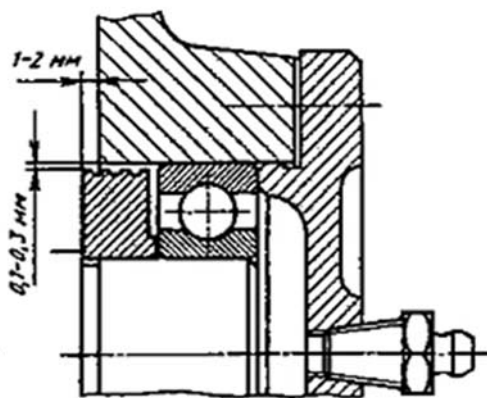


Рисунок 5.5 – Подшипник, смазываемый пластичным смазочным материалом

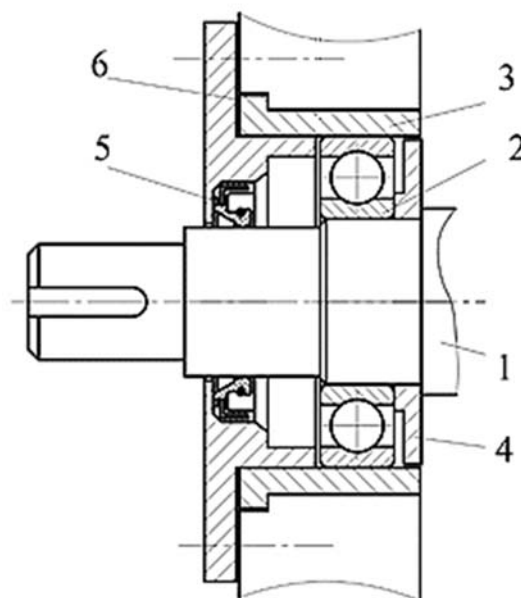


Рисунок 5.6 – Пример конструкции подшипникового узла

Конструкция узла подшипниковой опоры определяется функциональным назначением вала и смонтированных на нем деталей. Именно назначение определяет требования к узлу подшипниковой опоры. Конструкция узла должна позволять монтаж и демонтаж подшипника без его повреждения. Для этого должна обеспечиваться возможность извлечения кольца, которое монтируется по посадке с натягом съемником. На рисунке 5.6 с натягом смонтировано внутреннее кольцо подшипника. Демонтаж подшипника проводится вместе с мазеудерживающим кольцом *4*.

В зависимости от типа подшипника необходимо предусмотреть способы осевой фиксации или регулирования расположения подшипников одной или обеих опор, например, крышкой *1* с резьбовой пробкой *2* и регулировочной

шайбой 3 (рисунок 5.7). Выбор типа подшипника определяется конструкцией сборочного узла вала и смонтированными на нем деталями и узлами. Выбранное решение должно быть обосновано логически или расчетом.

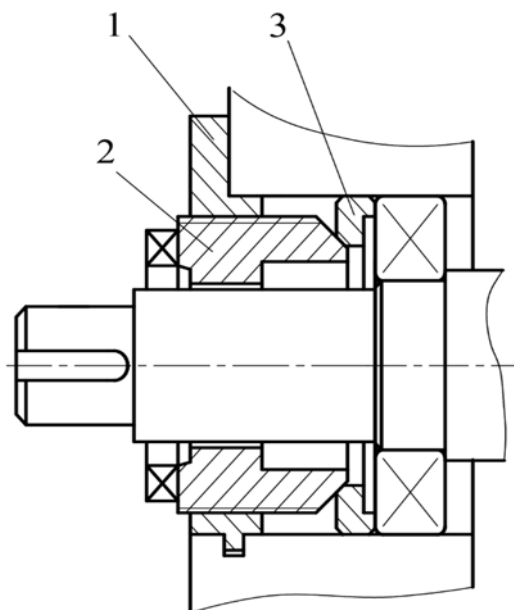


Рисунок 5.7 – Пример устройства регулирования подшипникового узла

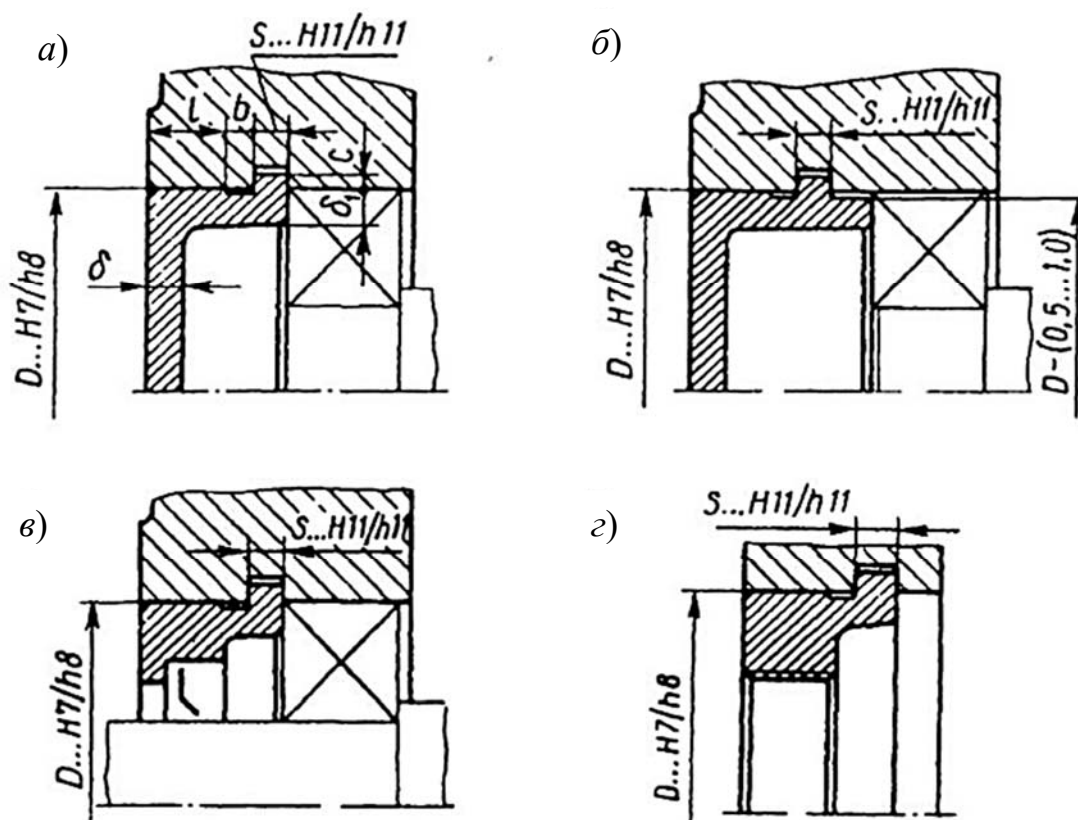
5.4 Крышки подшипников закладные

На рисунке 5.8 показаны основные конструкции закладных крышек: на рисунке 5.8, а, б – глухих; на рисунке 5.8, в – с отверстием для выходного конца вала; на рисунке 5.8, г – с резьбовым отверстием под нажимной винт.

Закладные крышки широко применяют в редукторах, имеющих плоскость разъема корпуса по осям валов. Эти крышки не требуют крепления к корпусу резьбовыми деталями. Они удерживаются кольцевым выступом, для которого в корпусе протачивают канавку. Чтобы обеспечить сопряжение торцов выступа крышки и канавки корпуса по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности крышки перед торцом выступа делают канавку шириной b . Размеры канавки на диаметре D принимаются по таблице 5.6 ($D = d$). Наружный диаметр крышки выполняют с такими отклонениями, при которых в сопряжении с корпусом крышка образует очень малый зазор, препятствующий вытеканию масла из корпуса.

Толщину стенки крышки принимают по таблице 5.6 в зависимости от диаметра D под подшипник. Размеры других элементов крышки (см. рисунок 5.8, а): $\delta_1 = (0,9 \dots 1) \delta$; $s = (0,9 \dots 1) \delta$; $c = 0,5 s$; $l = 2,5 b$. Иногда торец крышки, контактирующий с подшипником, не совпадает с торцом буртика (см. рисунок 5.8, б). Чтобы наружная цилиндрическая поверхность этого участка не нарушала точности центрирования крышки, ее диаметр уменьшают на $0,5 \dots 1$ мм.

Обычно крышки изготавливают из чугуна. Однако с целью повышения прочности резьбы закладную крышку с резьбовым отверстием под нажимной винт (см. рисунок 5.8, г) изготавливают из стали.



а – глухая; *б* – глухая с несовпадающими торцами крышки и буртика; *в* – с отверстием для выхода вала; *г* – с резьбовым отверстием под нажимной винт

Рисунок 5.8 – Крышки подшипников закладные

Таблица 5.6 – Основные параметры закладных крышек

D , мм	50...62	63...95	100...145	150...220
δ , мм	5	6	7	8

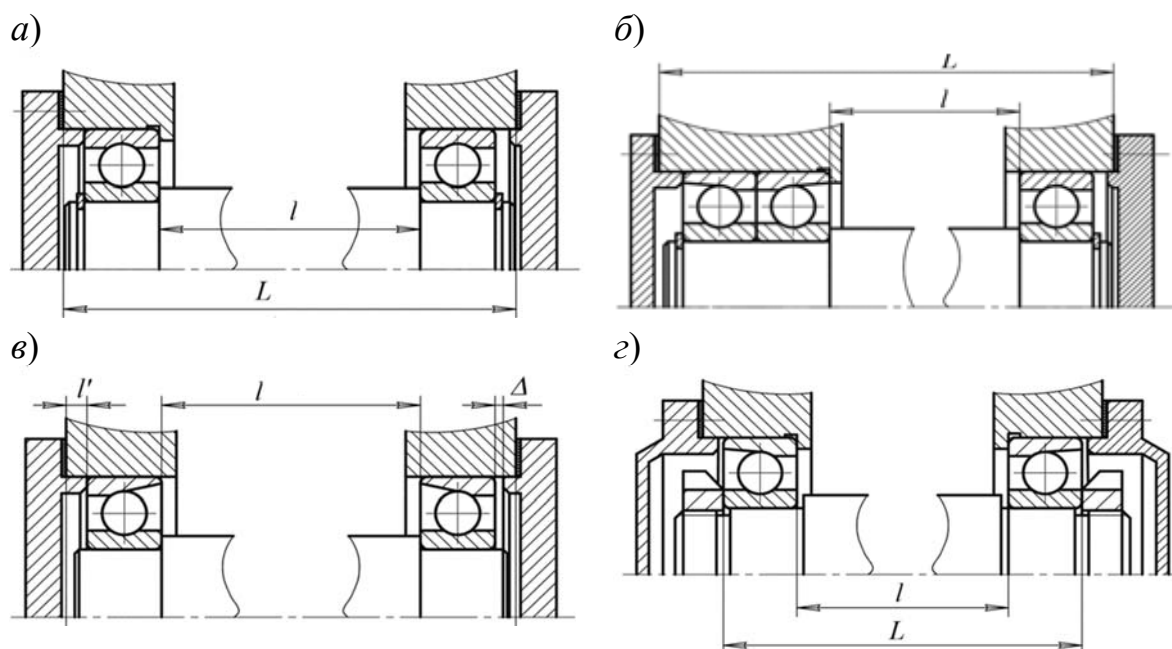
5.5 Проектирование подшипниковых узлов цилиндрических зубчатых передач

Подшипниковые узлы цилиндрических зубчатых передач изготавливаются на шариковых или роликовых подшипниках. При этом фиксация вала возможна в двух или в одной опоре. Тип подшипника выбирают в зависимости от действующих нагрузок на опоре, а также направления и величины нагрузки. Чаще всего принимают шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники. При действии на опору значительных радиальных и осевых сил принимают роликовые конические радиально-упорные подшипники.

Фиксирование вала в одной опоре (рисунок 5.9, *а*, *б*) используется для длинных валов со значительными температурными деформациями. В этом случае одна опора фиксирует от перемещения с двух сторон, а вторая опора выполняется «плавающей»: внешнее кольцо шарикового радиального подшипника устанавливается в расточку корпуса по посадке, которая обеспечивает

скольжение всего подшипника в осевом направлении.

Фиксирование вала в двух опорах (рисунок 5.9, в, г) используется при не-большом температурном удлинении (незначительном нагревании, малом расстоянии между опорами – до 400 мм), незначительной несоосности посадочных гнезд в корпусе, которая обусловлена технологией изготовления корпуса и является причиной перекоса вала. Преимуществами такой фиксации является возможность регулирования опор в осевом направлении благодаря прокладкам между крышкой подшипника и корпусом. Радиально-упорные подшипники опор могут монтироваться «враспор», когда каждая опора ограничивает перемещение вала в «свою» сторону (см. рисунок 5.9, в), или «врастяжку», когда каждая опора ограничивает перемещение вала в сторону противоположной опоры (см. рисунок 5.9, г). При установке подшипников «врастяжку» исключено заклинивание подшипников при нагревании вала, поэтому такая схема используется для длинных валов. Конструктивная реализация этого варианта более сложная, чем в первом случае: необходимы упорные бурты (см. рисунок 5.9, г).



а, б – одна из опор фиксирующая; в – установка подшипников «враспор»; г – установка подшипников «врастяжку»

Рисунок 5.9 – Варианты конструкции опор подшипникового узла

Основные недостатки такого способа монтажа:

- при охлаждении вала возможно образование зазоров между телами качения и кольцами подшипников, что ухудшает его работу;
- необходимо предусматривать регулировочные гайки с резьбой. Торцевые поверхности должны быть изготовлены с высокой точностью;
- посадка подшипника на валу требует уменьшенного натяга из-за необходимости регулирования его осевого положения.

При фиксации вала в одной опоре эта опора может содержать как один подшипник (рисунок 5.9, а), так и два подшипника (рисунок 5.9, б), которые

могут монтироваться как по схеме «враспор», так и по схеме «врастяжку».

Конструкция фиксирующей опоры более сложная, может требовать размещения подшипника в стакане для удобства монтажа и регулирования осевого зазора.

Монтаж в стакане обеспечивает увеличение жесткости фиксирующей опоры и всего узла в целом. Плавающая опора имеет пониженную жесткость, поэтому выбор фиксирующей и плавающей опор осуществляется с учетом нагруженности подшипников.

При наличии осевой и радиальной нагрузок выбор в качестве плавающей опоры, более нагруженной радиальной силой, обеспечивает выравнивание приведенной нагрузки между опорами. Однако ее перемещение под действием температурного расширения изнашивает посадочное гнездо.

Если действует только радиальная нагрузка, то для плавающей опоры рекомендуется выбирать менее нагруженный подшипник. Окончательное решение принимается с учетом комплексной оценки возможных последствий.

Подшипниковые узлы шевронных передач проектируются из условия обеспечения равномерного распределения нагрузки на полушевронах. Это возможно при обеспечении «плавания» одного из валов. Таким валом чаще всего принимается тот, который передает меньший вращательный момент, т. е. вал шестерни. Для обеспечения его «плавания» опоры вала монтируются на «плавающих» роликовых подшипниках (рисунок 5.10).

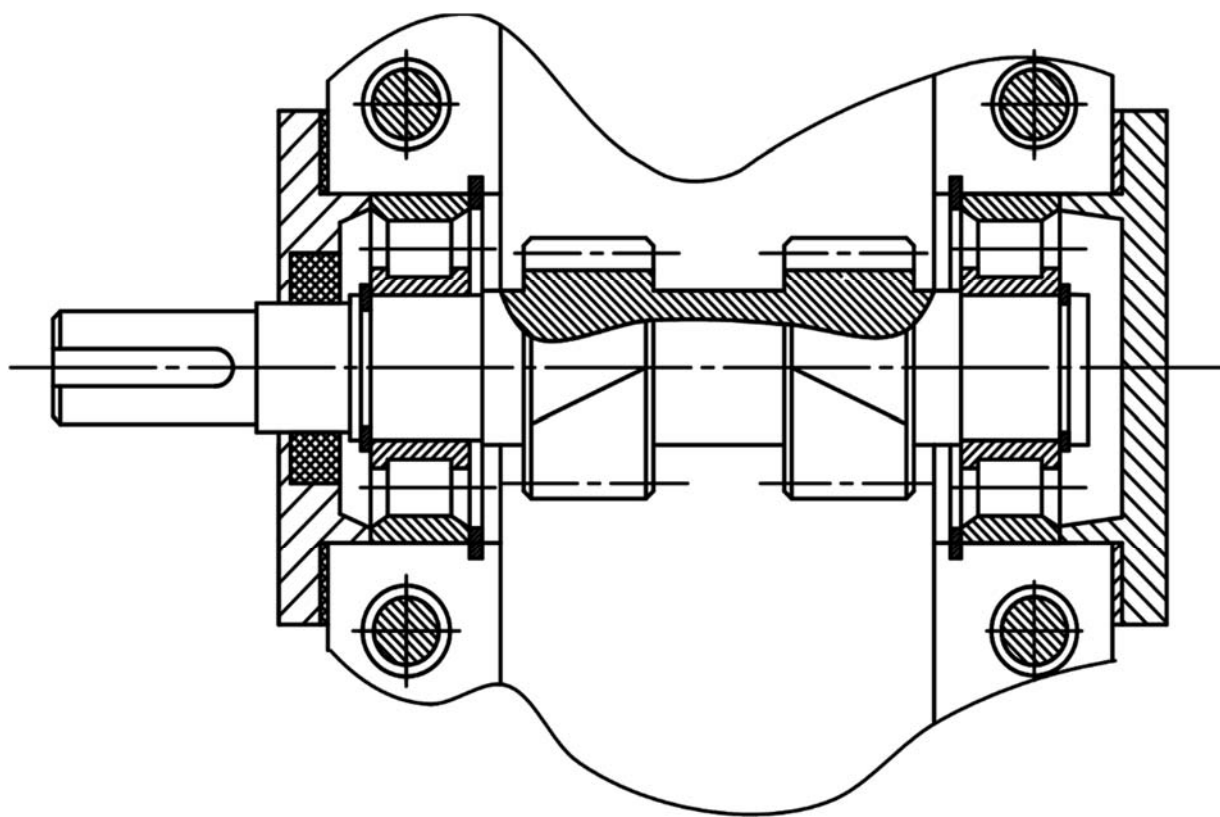


Рисунок 5.10 – Плавающий вал шевронной передачи

5.6 Проектирование подшипниковых узлов конических и червячных передач

При проектировании подшипниковых узлов конических и червячных передач используют радиально-упорные шариковые или роликовые конические подшипники. Это обусловлено действием на опоры валов радиальных и осевых нагрузок.

Пример проектирования подшипникового узла промежуточного вала редуктора с коническим колесом приведен на рисунке 5.11. Подшипниковый узел выполнен на роликовых конических радиально-упорных подшипниках, которые воспринимают радиальную и осевую нагрузки.

Подшипниковые узлы конических шестерен и червяков чаще всего изготавливают в стаканах. Выполнение этих узлов в стаканах позволяет собрать узел отдельно и при сборке редуктора поместить этот узел как сборочную единицу в корпус редуктора.

Подшипниковый узел конической шестерни (рисунок 5.12) собирается из вал-шестерни, стакана, крышки подшипника, подшипников качения, распорной втулки, прокладок под крышку подшипника и фланец стакана.

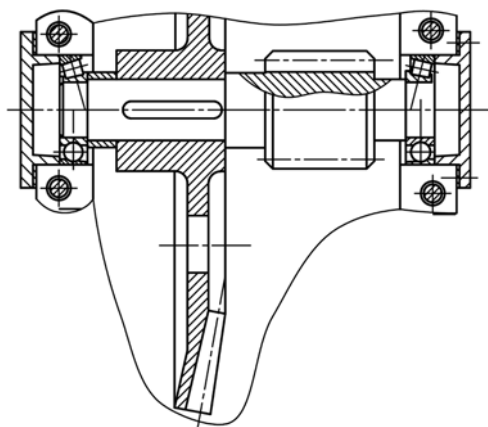
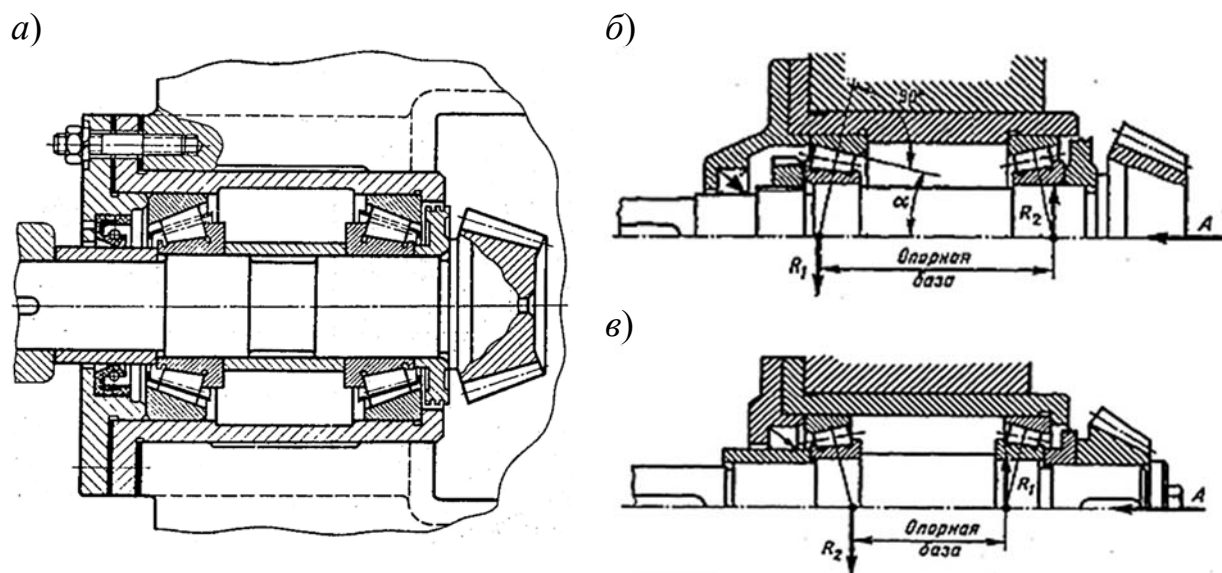


Рисунок 5.11 — Схема промежуточного вала



а – узел в сборе; б – установка подшипников «врастяжку»; в – установка подшипников «враспор»

Рисунок 5.12 – Подшипниковый узел конической вал-шестерни

При этом с помощью прокладок под крышку выполняется регулирование подшипников, а с помощью прокладок под фланец стакана регулируется зацепление конической шестерни с колесом. Расстояние между подшипниками при-

нимают $l = (2,5 \dots 3,0) d$, где d – диаметр вала. Подшипники могут быть установлены как «врастяжку», так и «враспор», причем при установке подшипников «врастяжку» опорная база увеличивается.

Использование стаканов в подшипниковых узлах обеспечивает надежную посадку подшипников, уменьшает брак корпусов при литье или механической обработке. Стаканы позволяют регулировать зацепление не нарушая регулирование подшипников. Стаканы (рисунок 5.13) чаще всего изготавливаются литыми из чугуна марок СЧ15, СЧ18.

Внутренний диаметр стакана D принимают равным внешнему диаметру подшипника. Толщина стенки стакана δ принимается в зависимости от внутреннего диаметра D по таблице 5.7.

Иногда толщина стенки стакана принимается конструктивно из условия, чтобы внешний диаметр стакана D_1 был большим, чем диаметр вершин витков червяка для обеспечения нормального монтажа узла червяка в корпусе.

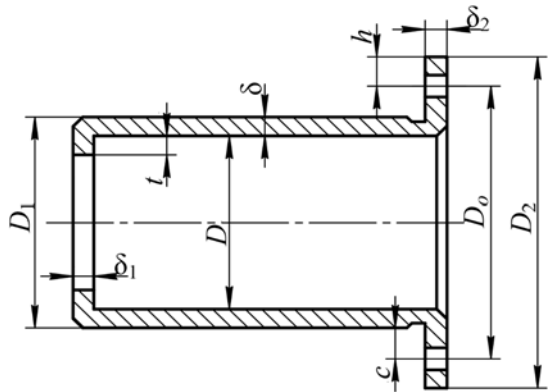


Рисунок 5.13 – Конструкция стакана

Таблица 5.7 – Толщина стенки стакана

D , мм	30...52	52...80	80...120	120...170
δ , мм	4..5	5...8	8..10	10...12,5

Толщину упорного буртика принимают $\delta_1 = \delta$, а толщину фланца $\delta_2 = 1,2\delta$. Высоту упорного буртика t принимают в зависимости от размера фаски r внешнего кольца подшипника по таблице 5.8.

Таблица 5.8 – Высота упорного буртика

r , мм	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
t , мм	1,0	1,8	2,5	3,0	4,0	4,8	5,5	6,5

Диаметр фланца стакана D_2 выполняют минимальным. Для этого принимают $c = d$, $h = (1,0 \dots 1,2)d$, $D_2 = D_1 + (4,0 \dots 4,4)d$, где d – диаметр винтов.

Диаметр и число винтов выбирается в зависимости от внутреннего диаметра D по таблице 5.9.

Таблица 5.9 – Диаметр винтов

D , мм	40...65	65...80	80...95	100...145	150..200
d , мм	6	8	8	10	12
Число винтов	4	4	4	6	6

У торца внешней поверхности и отверстия стакана выполняют фаски для удобства установки в корпус редуктора и монтажа подшипника.

В углу стакана после механической обработки остаются скругления радиусом R от заточки резца. Но торец фланца стакана должен сопрягаться с торцом корпуса редуктора. Для этого на внешней поверхности стакана выполняют канавку глубиной $h = 0,5$ мм и шириной $b = 5 \dots 8$ мм (рисунок 5.14).

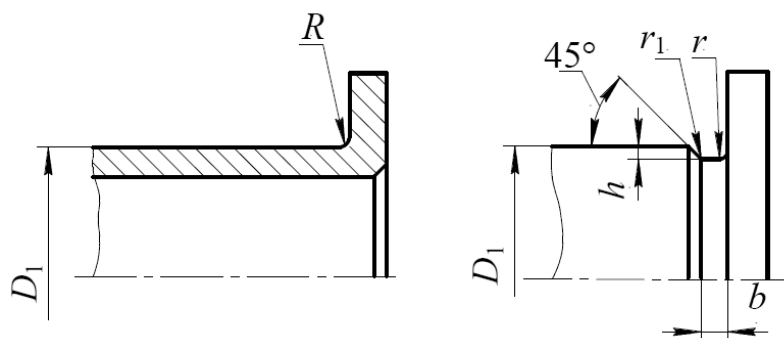


Рисунок 5.14 – Конструктивное оформление стакана

Подшипниковый узел червяка (рисунок 5.15) собирается из червяка, стакана, крышки подшипника, подшипников качения, прокладок и гаек. Подшипники в левой опоре – роликовые радиально-упорные с коническими роликами. Воспринимают радиальную и осевую нагрузки. Подшипник в правой опоре – шариковый радиальный, воспринимает только радиальную нагрузку. Регулирование зацепления выполняется с помощью прокладок под фланцем стакана, а с помощью прокладок под фланцем крышки подшипников выполняется регулирование подшипников. Круглые гайки фиксируют подшипник на валу при действии осевой нагрузки.

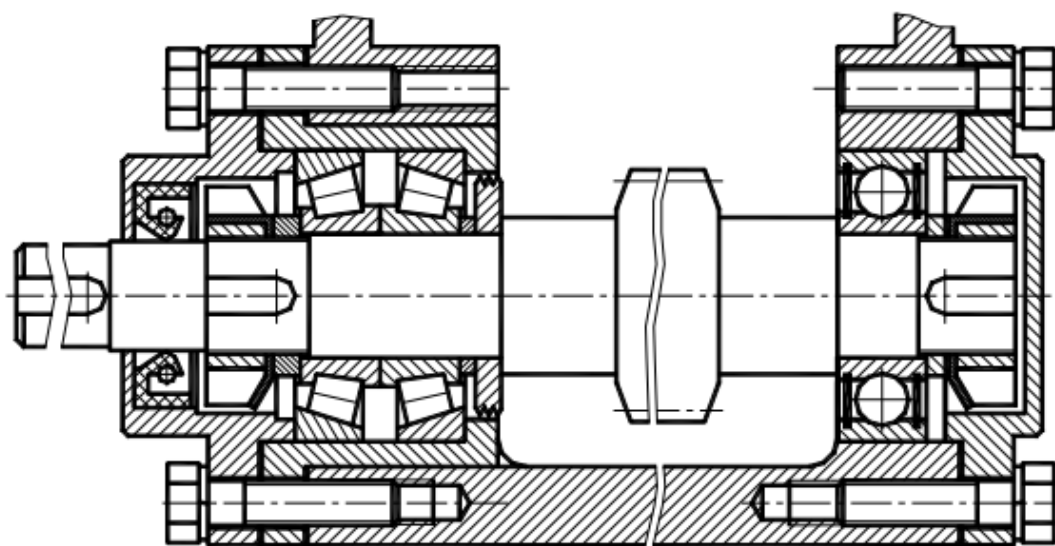


Рисунок 5.15 – Конструкция подшипникового узла червяка

Список литературы

1 Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. В. Леликов. – Москва: Высшая школа, 1998. – 447 с.: ил.