

**Кафедра прикладной механики
факультета техногенно-экологической безопасности
Национального университета гражданской защиты Украины**

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

РАЗДЕЛ «ДЕТАЛИ МАШИН»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ
КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

**«РАЗРАБОТКА И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРОБКИ
ОТБОРА МОЩНОСТИ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ»**

Харьков 2015

Составители: С.А.Вамболь, И.В.Мищенко, Г.А.Чернобай

Рецензенты: Чернышов В.Л. – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Детали машин и прикладная механика» Национального технического университета «ХПИ»;

Коханенко В.Б. – кандидат технических наук, доцент кафедры инженерной и аварийно-спасательной техники Национального университета гражданской защиты Украины, кандидат технических наук.

Прикладная механика. Раздел «Детали машин». Методические указания к выполнению курсового проекта «Разработка и проектирование коробки отбора мощности пожарного автомобиля» / Сост. С.А.Вамболь, И.В.Мищенко, Г.А.Чернобай.- Х.: НУГЗУ, 2015.-84 с.

Изложена методика выполнения курсового проекта «Разработка и проектирование коробки отбора мощности пожарного автомобиля», которая состоит из расчётной и графической частей.

Для курсантов, студентов и слушателей Республики Азербайджан в соответствии с программой высшего образования по направлениям «Гражданская защита» «Пожарная безопасность», «Охрана труда», «Химическая технология». Может быть полезным во время аудиторных занятий и для самостоятельной работы.

Ответственный за выпуск И.В.Мищенко

© Национальный университет гражданской защиты Украины, 2015

1. КОРОБКА ОТБОРА МОЩНОСТИ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ И ЕЁ КОНСТРУКТИВНАЯ ОСОБЕННОСТЬ

Специальный агрегат, установленный на автомобиль, относит этот автомобиль к категории спецтехники или спецмашин (автокраны, пожарные, дорожно-уборочные, дорожно-ремонтные, коммунальные машины, машины для обслуживания нефте- и газопромыслов и множество других). Для выполнения поставленных заданий спецтранспорту необходима передача крутящего момента от двигателя к исполнительному механизму. Эту роль играет **коробка отбора мощности** (далее КОМ), которая используется на автоцистернах, автокранах, коммунальных машинах и другой спецтехнике. КОМ устанавливается на шасси автомобиля в таком месте, где возможно зацепление её зубчатого колеса с зубчатым колесом трансмиссии автомобиля, что позволяет посредством ряда деталей – зубчатых колёс, валов, муфт, фланца или карданных валов передать крутящий момент (мощность) от двигателя к исполнительному механизму. Для каждой марки автомобиля изготавливаются свои модели КОМ, которые устанавливаются на шасси автомобилей КамАЗ, ЗиЛ, МАЗ, КраЗ, ГАЗ, УралАЗ, тракторов и разных механических устройств. Системы позволяют отбирать разную мощность (в границах мощности двигателя транспортного средства), обеспечивая разную частоту вращения исходных элементов КОМ.

Выполняя функцию источника движущей силы для специальных механизмов автомобиля, КОМ с уверенностью может быть названа сердцем спецтехники.

Необходимым условием успешного гашения пожара является своевременная подача огнетушащего вещества, что достигается благодаря установке на пожарных автомобилях центробежных насосов. Работа насосов, в свою очередь, зависит от работы КОМ, которая устанавливается на КПП автомобиля или раздаточную коробку в зависимости от конструкции трансмиссии базовых автомобилей и включается из кабины водителя. Включение КОМ бывает механическим (перемещение штока с вилкой включения ведомой шестерни при помощи рычага) и пневматическим. В основном КОМ работают при движении автомобиля, но некоторые коробки работают также и при стоянке.

Как правило, КОМ устанавливается вместо крышки коробки передач и является двухступенчатым цилиндрическим редуктором по развёрнутой схеме. Редукторы, выполненные по этой схеме, технологичны, имеют малую ширину, допускают лёгкую и рациональную унификацию с другими редукторами.



Рисунок 1.1.

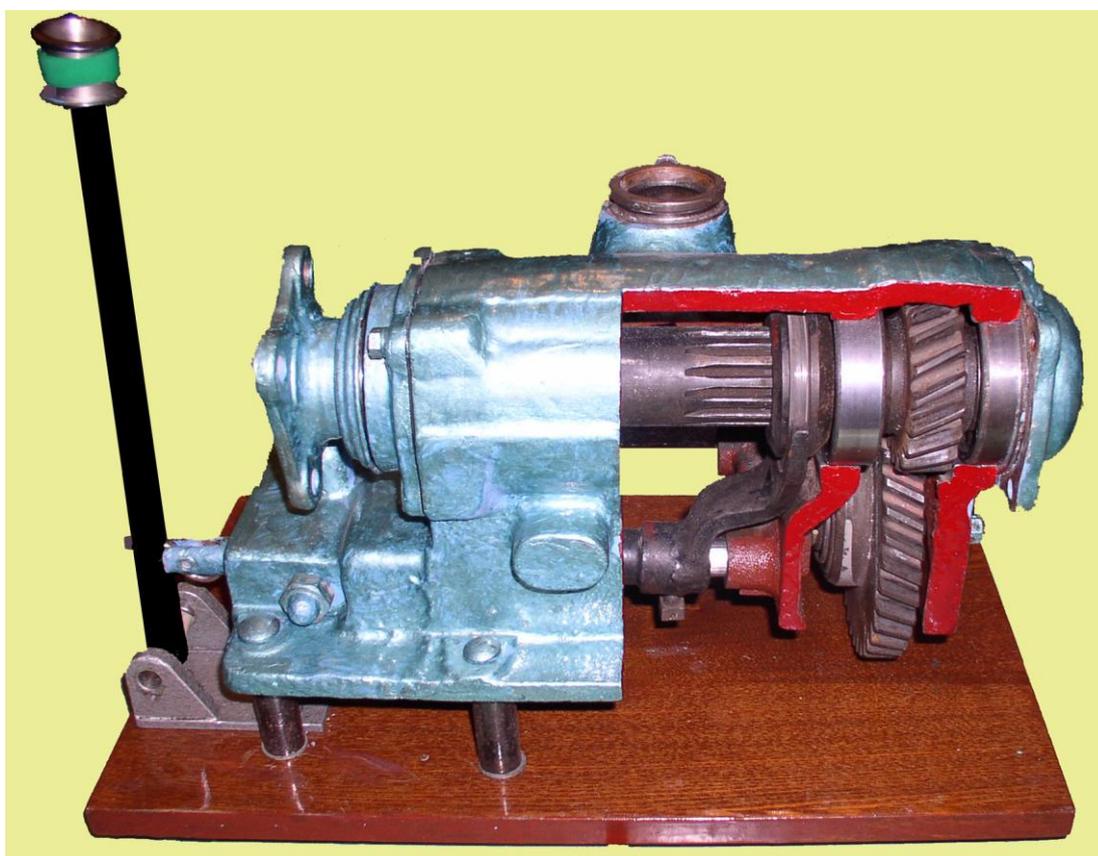


Рисунок 1.2.

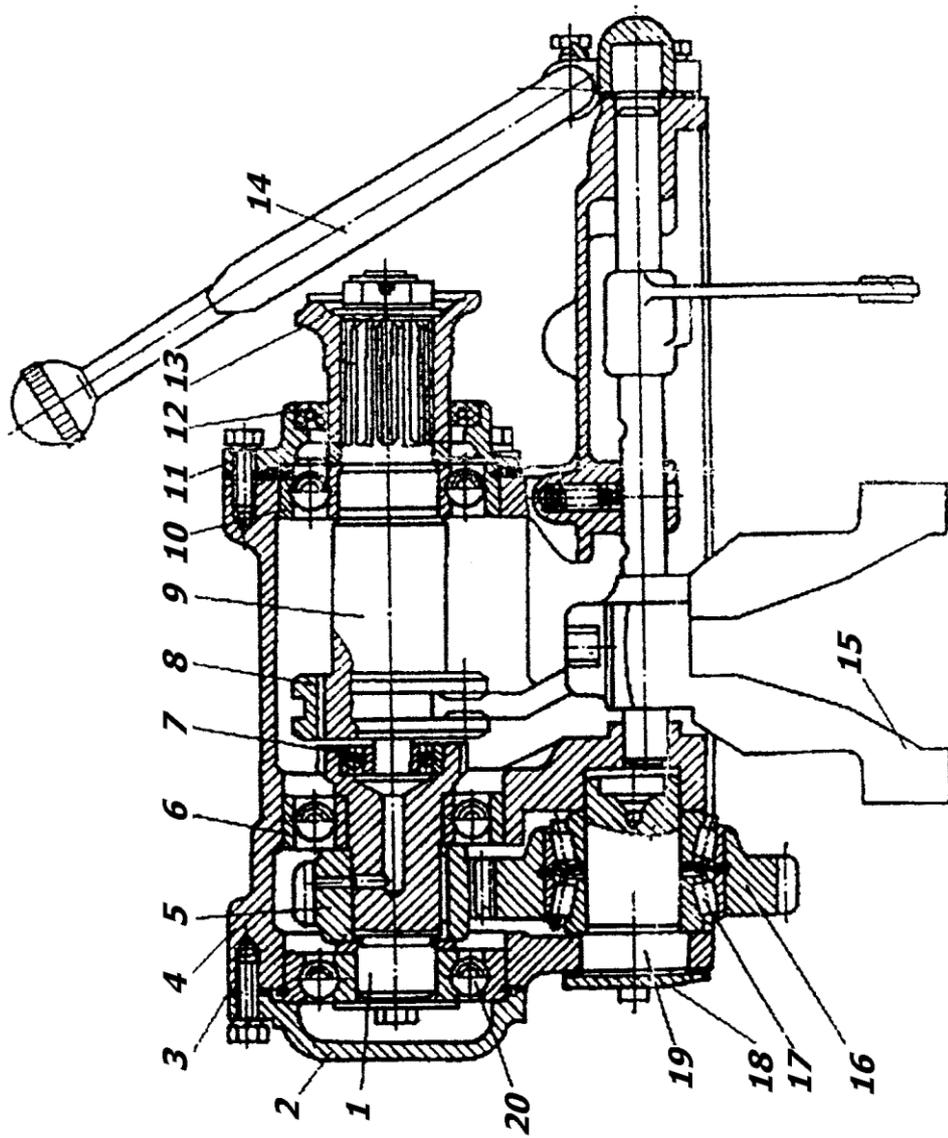


Рисунок 1.3.

Использование двухступенчатого редуктора поясняется необходимостью получения одинакового направления вращения коленчатого вала двигателя и рабочего колеса насоса, а также размещением карданного вала трансмиссии насоса, находящегося над рамой шасси. Расстояние между осями шестерни первичного вала коробки передач или раздаточной коробки и осью выходного вала КОМ зависит от конструктивных особенностей размещения карданной передачи к насосу.

На Рисунках 1.1-1.3 с разных проекций показан в разрезе внешний вид КОМ, а на Рисунке 1.4 показана схема КОМ с обозначением основных деталей.

При передаточном соотношении больше 1 КОМ является редуктором, то есть передачей, у которой на выходе обороты уменьшаются в сравнении с входом. При передаточном соотношении меньше 1 КОМ является мультипликатором, то есть скорость вращения выходного вала повышается.



1- первичный вал, **2**- крышка, **3** – прокладка, **4** – корпус, **5**- шестерня, **6,7,10,17,20** – подшипники, **8** – муфта, **9** – вторичный вал, **11** – крышка, **12** – сальник, **13** –фланцевая муфта, **14** – рукоятка, **15** – вилка переключения передач, **16**- шестерня, **18** – крепление оси, **19** – ось шестерни

РИСУНОК 1.4.

Таблица 1.1.

Номер варианта	$n_{де}$, об/мин	$n_{ном}$, об/мин	N_3 , кВт
1	3200	2700	68
2	3200	2700	82
3	3200	2950	82
4	3200	2950	98
5	3200	3200	98
6	3200	3200	119
7	4100	3450	119
8	4100	3450	140
9	3500	2700	68
10	3500	2700	82
11	3500	2950	82
12	3500	2950	98
13	3500	3200	98
14	3500	3200	119
15	3500	3450	119
16	3500	3450	140
17	3800	2700	68
18	3800	2700	82
19	3800	2950	82
20	3800	2950	98
21	3800	3200	98
22	3800	3200	119
23	3800	3450	119
24	3800	3450	140
25	4100	2700	68
26	4100	2700	82
27	4100	2950	85
28	4100	2950	98
29	4100	3200	98
30	4100	3200	119
31	4400	3000	119
32	4400	3000	140
33	4400	3200	140
34	4500	3200	68
35	4500	2700	82

Диапазон передаточных чисел двухступенчатых редукторов достигает 40, но для пожарного автомобиля передаточное число КОМ меньше 3.

Целью курсового проекта является приобретение инженерных навыков по расчёту и конструированию типовых деталей и узлов КОМ на основе полученных теоретических данных. Основными задачами курсового проекта являются:

- ознакомление с научно-технической литературой по теме проекта;
- выполнение необходимых расчётов с целью обеспечения заданных технических характеристик проектируемого устройства;
- выбор материалов деталей с учётом требования прочностного расчёта;
- выполнение графической части проекта в соответствии с требованиями стандарта ЕСКД;
- составление необходимых описаний и пояснений к курсовому проекту.

В Таблице 1.1 приведены варианты заданий к выполнению курсового проекта.

Исходными данными для выполнения курсового проекта являются:

$n_{дв}$ (или n_1) – номинальная частота вращения двигателя, об/мин;

$n_{ном}$ (или n_3) – номинальная частота вращения насоса, об/мин;

N_3 – мощность, потребляемая насосом, кВт;

z_1 – число зубьев шестерни первичного вала;

α – угол профиля, градус;

β – угол наклона зубьев шестерни первичного вала, градус;

b_1 – ширина шестерни, мм;

$m = m_n$ – модуль (нормальный) зацепления, мм;

A – расстояние между осями первой и последней шестерни, мм.

Общими данными являются: $z_1 = 22$ зуба, $\alpha = 20^\circ$; $\beta = 27,3^\circ$; $b_1 = 24$ мм, $m = 4$ мм.

2. РАСЧЁТ КОРОБКИ ОТБОРА МОЩНОСТИ

2.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОМ

Основной характеристикой редуктора является передаточное число u , которое определяется по формуле (с точностью до тысячных)

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{ном}}} = \frac{z_1}{z_3}. \quad (2.1)$$

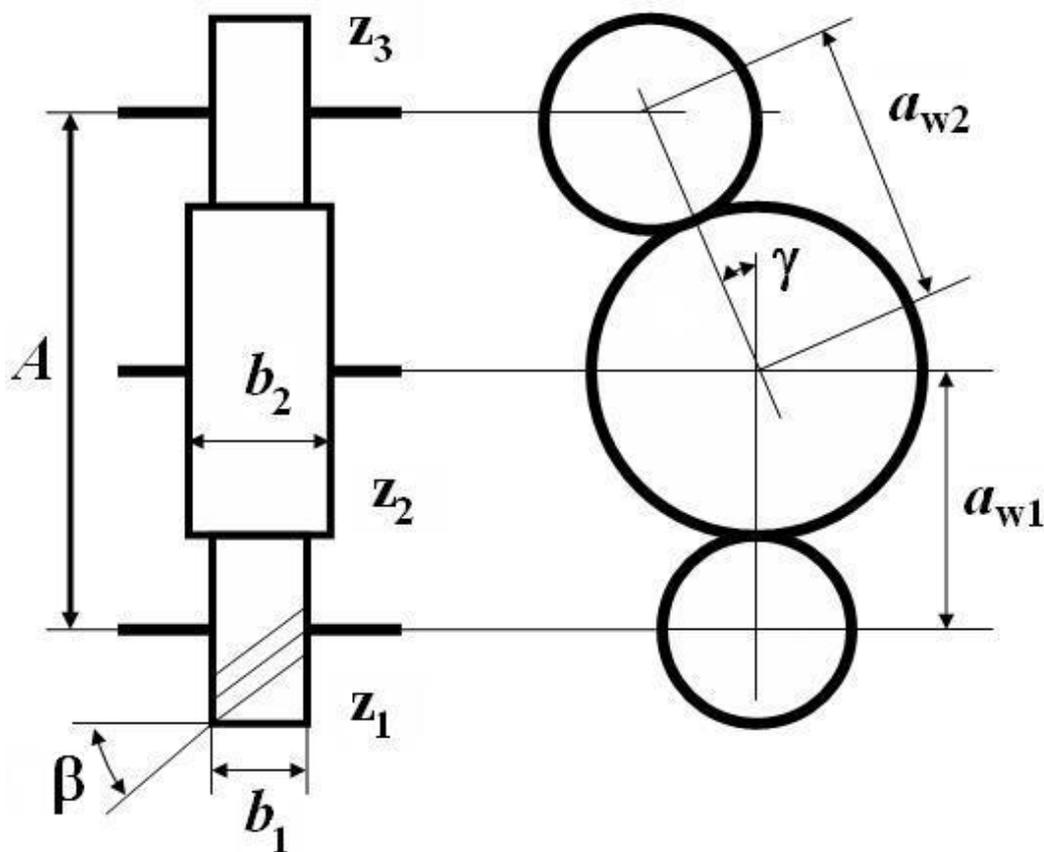


Рисунок 2.1 - Кинематическая схема КОМ

Индексом 1 обозначаются величины, имеющие отношение к зубчатому колесу, связанному с валом двигателя, индексом 2 – к «паразитному», промежуточному колесу, индексом 3 – к колесу, связанному с валом насоса.

В соответствии с кинематической схемой определяется число зубьев третьего колеса z_3

$$z_3 = z_1 \cdot u. \quad (2.2)$$

Полученное значение числа зубьев z_3 должно быть округлено до ближайшего целого.

Для обеспечения заданного расстояния A ось, которая проходит через центры 2-го и 3-го колёс, наклонена к вертикальной оси на угол γ . Определяем число зубьев промежуточного колеса в соответствии с соотношением

$$z_2 = \frac{2 \frac{A}{m_n} \cos \beta - z_1 - z_3 \cos \gamma}{(1 + \cos \gamma)}. \quad (2.3)$$

Для определённости предварительное значение угла γ принимается в границах $25^\circ \dots 35^\circ$. Значение z_2 должно быть округлено до ближайшего целого и проведено уточнение величины угла γ по формуле

$$\gamma = \arccos \left(\frac{2 \cdot A \cdot \cos \beta - (z_1 + z_2) \cdot m_n}{m_n \cdot (z_2 + z_3)} \right). \quad (2.4)$$

После проведенных расчётов необходимо окончательно определить общее передаточное число редуктора u и отдельные передаточные числа по ступеням - u_1 та u_2 :

$$u = \frac{z_3}{z_1} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = u_1 \cdot u_2, \quad u_1 = \frac{z_2}{z_1}, \quad u_2 = \frac{z_3}{z_2}. \quad (2.5)$$

Следующие определения связаны с тем, что зубчатые колёса КОМ являются косозубыми, и это требует дополнительных расчётов.

- Делительный угол профиля в торцовом сечении α_t , градус:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}. \quad (2.6)$$

Угол зацепления (при условии отсутствия смещения $\chi = 0$, то есть коэффициенты смещения $x = 0$), градус:

$$\alpha_{tw} = \alpha_t. \quad (2.7)$$

- Основной угол наклона, градус:

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha). \quad (2.8)$$

Определяем соответствующие диаметры зубчатых колёс:

- делительные d , мм:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta}; \quad d_3 = \frac{m_n \cdot z_3}{\cos \beta}; \quad (2.9)$$

- вершин зубьев d_a , мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n; \quad d_{a3} = d_3 + 2m_n; \quad (2.10)$$

- впадин зубьев d_f , мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m_n; \quad d_{f3} = d_3 - 2,5m_n; \quad (2.11)$$

- основные d_b , мм:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t; \quad d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t; \quad d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t; \quad (2.12)$$

и межосевые расстояния a_w , мм:

$$a_{w1} = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{d_1 + d_2}{2}; \quad a_{w2} = \frac{(z_2 + z_3) \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{d_2 + d_3}{2}. \quad (2.13)$$

Углы профиля зуба в точках на окружностях вершин α_a , градус, определяются при необходимости в разделе 2.2.1.

Частота вращения промежуточного колеса n_2 , об/мин, определяется по формуле

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot z_1}{z_2}. \quad (2.14)$$

Коэффициент полезного действия передачи (зубчатой пары) принимается $\eta = 0,98$ (потери на трение в движущихся в частях и деформации рабочих тел составляет 2%), поэтому мощность на 1-ом валу N_1 и 2-ой оси N_2 определяется по формуле

$$N_1 = \frac{N_3}{\eta^2}; \quad N_2 = \frac{N_3}{\eta}. \quad (2.16)$$

Угловые скорости ω , рад/с, и крутящие моменты T (Н·м, если мощность N имеет размерность Вт, или кН·м, если мощность N имеет размерность кВт) определяются по соответствующим формулам

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}; \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}; \quad \omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30},$$

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1}; \quad T_2 = \frac{N_2}{\omega_2}; \quad T_3 = \frac{N_3}{\omega_3}. \quad (2.17)$$

2.2. РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

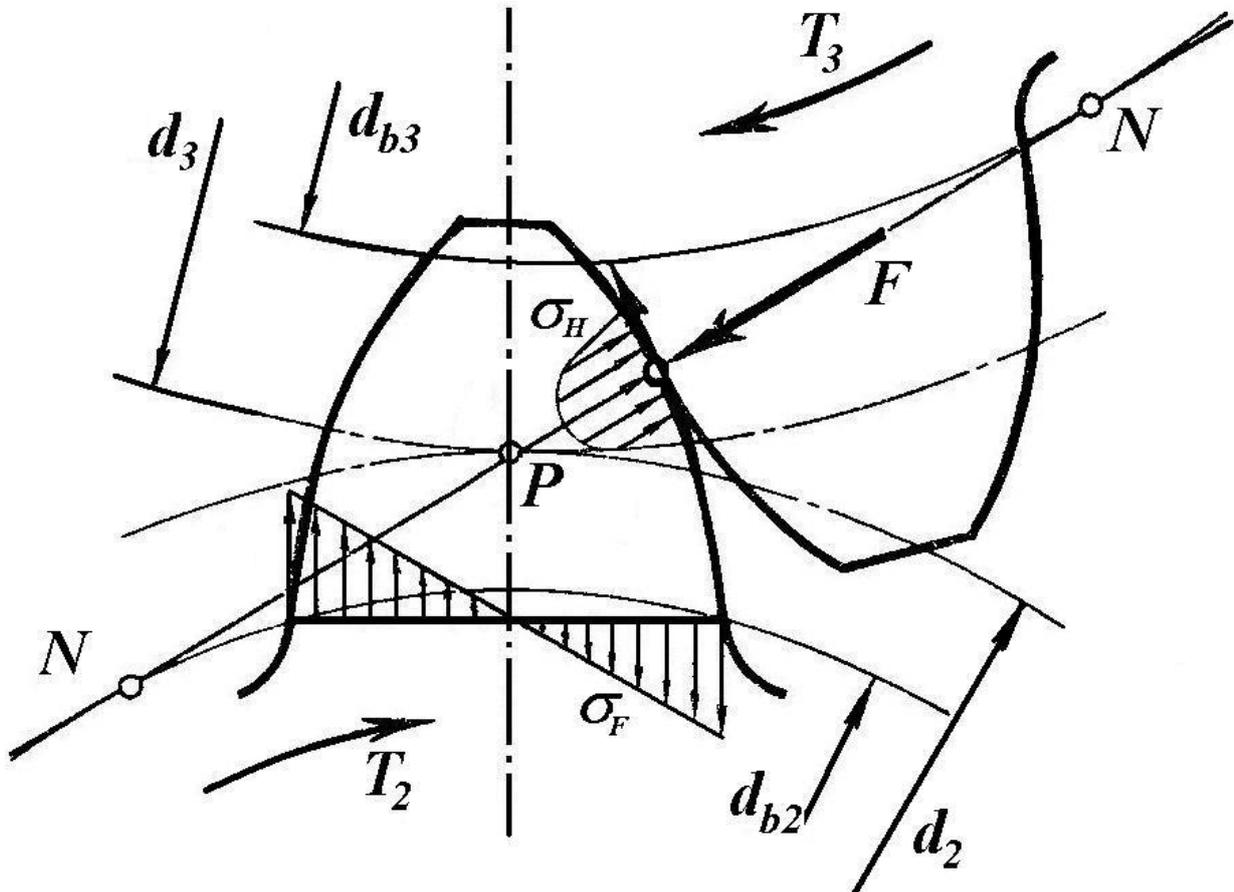


Рисунок 2.2.

Термины и определения, используемые для расчёта на прочность цилиндрических передач, приведены в Приложении 4.

Во время работы зубчатой передачи между зубьями сопряжённых зубчатых колёс возникает сила давления F , направленная по линии зацепления $N-N$, которая проходит через полюс зацепления P (Рисунок 2.2). На работоспособность зубьев влияют изгибные напряжения σ_F в их поперечных сечениях (приводит к излому зубьев) и контактные напряжения σ_H в их поверхностных слоях (приводит к выкрашиванию последних). Оба напряжения, переменные во времени, могут быть причиной разрушения зубьев вследствие усталости, что является опасным с точки зрения выхода из строя не только зубчатой передачи, но и валов и подшипников. Расчёт зубьев закрытых передач проводят на контакт-

ную прочность (основной расчёт) и изгиб (проверочный расчёт) в соответствии с ГОСТ 21354-87.

2.2.1. РАСЧЁТ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассматривается определение контактного напряжения в полюсе зацепления 2-го та 3-го зубчатых колёс по формуле

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_3 \cdot d_3} \cdot \frac{u_2 + 1}{u_2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}, \quad (2.18)$$

в которой Z и K с определёнными индексами - соответственно специальные и общие коэффициенты для расчёта на контактную прочность, на что указывает присутствие буквы H в обозначении коэффициентов, b_3 - ширина 3-го колёса, принимаемая равной b_1 , мм, F_t - окружная сила на делительном цилиндре, H , определяется по формуле (крутящий момент T имеет размерность Н·м, диаметр делительной окружности d - мм, что обуславливает появление множителя 10^3)

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_2}{d_2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_3}{d_3}. \quad (2.19)$$

Коэффициент, учитывающий механические свойства сопряжённых 2-го и 3-го зубчатых колёс, Z_E , Па^{1/2}, определяется

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_2^2}{E_2} + \frac{1 - \mu_3^2}{E_3} \right)}}. \quad (2.20)$$

При условии одинакового материала зубчатых колёс $E_2 = E_3 = E$ и $\mu_2 = \mu_3 = \mu = 0,3$ принимают $Z_E = \sqrt{0,175E}$, что для стали при $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа окончательно даёт $Z_E \approx 190 \cdot 10^3$ Па^{1/2}.

Коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев в полюсе зацепления, Z_H , определяется по формуле (если $\alpha_{tw} = \alpha_t$)

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_t}}. \quad (2.21)$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, Z_ε , зависит, во-первых, от коэффициента торцового перекрытия ε_α , во-вторых, от коэффициента осевого перекрытия ε_β . Для определения первого из них необходимо сделать некоторые предварительные расчёты - определить углы α_a профиля зуба в точках на окружностях вершин

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}}, \quad \alpha_{a3} = \arccos \frac{d_{b3}}{d_{a3}}. \quad (2.22)$$

Далее определяются составляющие коэффициента торцового перекрытия, сумма которых и даёт окончательное значение

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \frac{z_2 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_t)}{2\pi}, \quad \varepsilon_{\alpha 3} = \frac{z_3 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a3} - \operatorname{tg} \alpha_t)}{2\pi}, \quad (2.23)$$

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 2} + \varepsilon_{\alpha 3}.$$

Коэффициент осевого перекрытия ε_β (p_x - осевой шаг, мм) является добавкой, на которую увеличивается общий коэффициент перекрытия,

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x}, \quad \text{где } p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta}, \quad b_w = b_3. \quad (2.24)$$

В этом выражении b_w - рабочая ширина венца, мм. С учётом полученных значений определяется суммарный коэффициент перекрытия $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$, который для косозубых передач $\varepsilon_\gamma > 2$. Для последних коэффициент Z_ε

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha) \cdot (1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}, \quad \text{для } \varepsilon_\beta < 1; \quad (2.25)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \quad \text{для } \varepsilon_\beta \geq 1.$$

Окружная скорость вращения зубчатых колёс $V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000}$ и

$$V_3 = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot n_3}{60000}, \text{ м/с } (d_2, d_3 - \text{ в мм, } n_2, n_3 - \text{ в об/мин.}) \text{ на делительной}$$

окружности при условии отсутствия скольжения должна быть одинаковой $V_2 = V_3 = V$, хотя некоторые несущественные различия могут быть вследствие погрешностей округления. В зависимости от скорости ($15 \leq V \leq 30$ м/с для косозубой передачи) по нормам плавности выбирается 7-ая степень точности (по ГОСТ 1643-81) и в дальнейшем обозначается $n_{CT}=7$.

Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев, для косых зубьев при твёрдости зубчатых колёс $H_2 > 350HV$ и $H_3 > 350HV$ равняется $\delta_H=0,004$. Коэффициент, учитывающий влияние разницы шагов зацепления зубьев 2-го и 3-го колёс, g_0 , выбирается из Таблицы 2.1.

Таблица 2.1.

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности					
	5	6	7	8	9	10
До 3,55	28	38	47	56	73	100
3,55...10	31	42	53	61	82	110
Выше 10	37	48	64	73	100	135

Твёрдость зубчатых колёс определяется в единицах HB (твёрдость по Бринеллю, размерность – Па), HV (твёрдость по Виккерсу, размерность – Па), HRC (твёрдость по Роквеллу, безразмерная величина). Удельная окружная динамическая сила w_{Hv} имеет размерность Н/мм (V – м/с, a_{w2} – мм) и используется при вычислении динамической добавки v_H

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_{w2}}{u_2}}, \quad v_H = \frac{w_{Hv} \cdot b_w \cdot d_2}{2000 \cdot T_2}. \quad (2.26)$$

Последняя, в свою очередь, необходима для определения коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку, которая возникает в зацеплении, $K_{HV} = 1 + v_H$. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha}$, определяется в соответствии с окружной скоростью и степенью точности n_{CT} из графика на Рисунке 2.3.

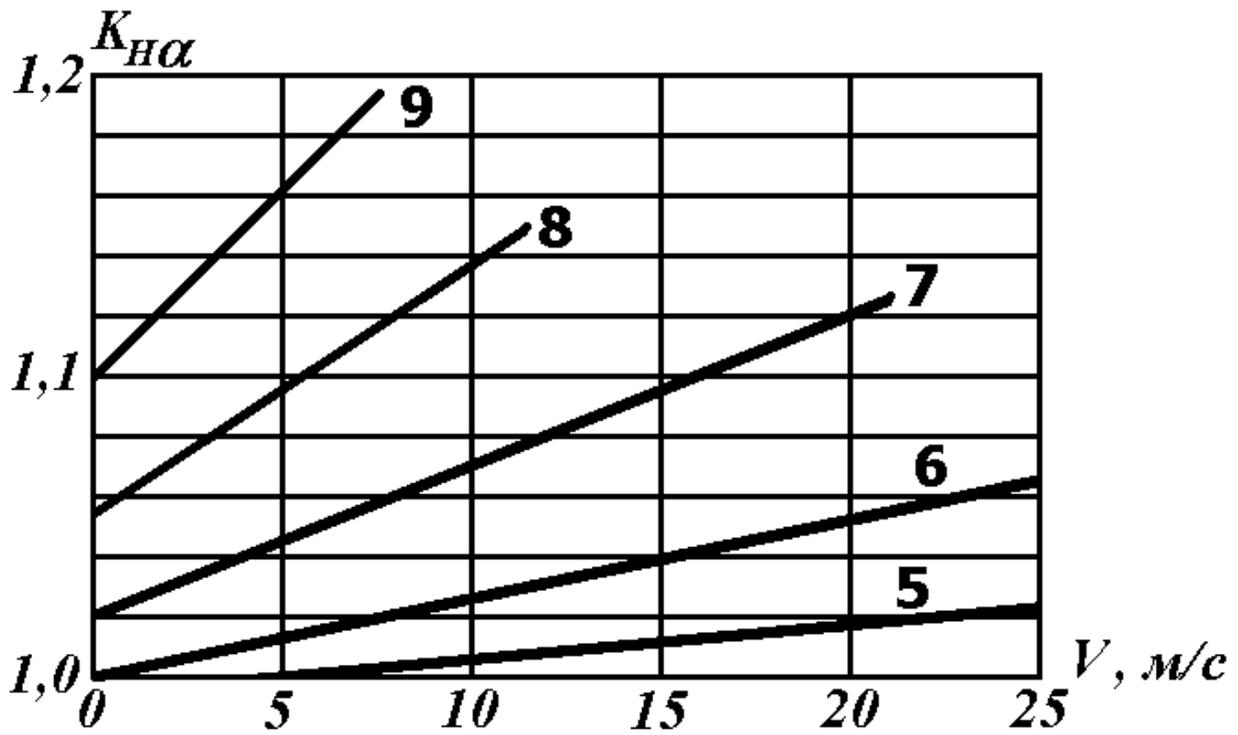


Рисунок 2.3.

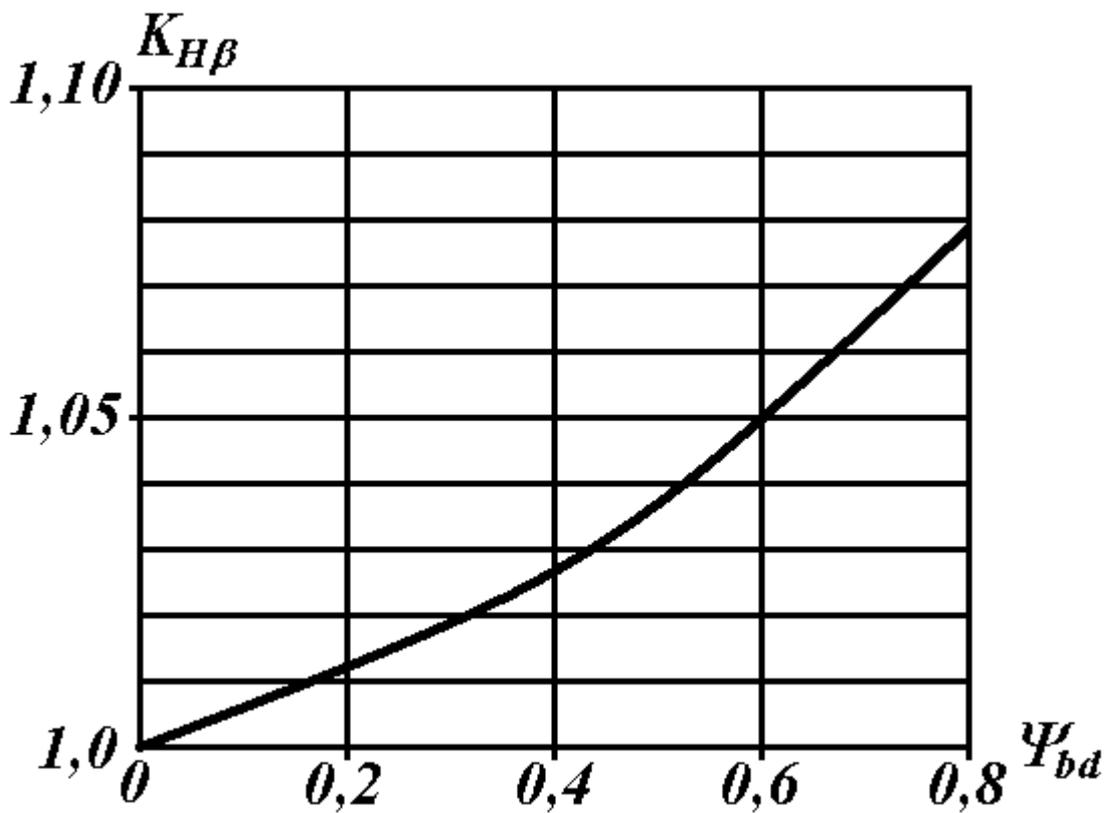


Рисунок 2.4.

Для расчёта коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_{H\beta}$, необходимо оп-

ределить коэффициенты ширины зубчатого венца относительно диаметров

$$\Psi_{bd2} = \frac{b_w}{d_2}, \quad \Psi_{bd3} = \frac{b_w}{d_3}. \quad (2.27)$$

Учитывая полученные значения и твёрдость зубчатых колёс ($H_2 > 350HV$ и $H_3 > 350HV$), а также их размещение относительно опор (симметричное), можно пользоваться методикой определения указанного коэффициента из графика на Рисунке 2.4.

Итак, расчёты всех коэффициентов, необходимых для вычисления контактного напряжения в полюсе зацепления, на этом завершено, что позволяет по формуле (2.18) определить σ_H .

2.2.2. РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ ИЗГИБЕ

Рассматривается определение напряжения изгиба зубьев 2-го и 3-го зубчатых колёс по формуле

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \quad (2.28)$$

в которой Y и K с определёнными индексами - соответственно специальные и общие коэффициенты для расчёта на прочность при изгибе, на что указывает присутствие буквы F в обозначении коэффициентов, b_w - ширина зубчатого венца, мм, F_t - окружная сила на делительном цилиндре, Н, определяется по формуле (2.19), m_n - модуль (нормальный) зацепления, мм. Очевидно, при подстановке величин именно в такой размерности мы получим напряжение σ_F в Н/мм² или МПа.

Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, Y_F , определяется для 2-го и 3-го колёс без смещения ($x=0$) приближённо по формулам

$$Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{V2}}, \quad Y_{F3} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{V3}}, \quad (2.29)$$

где z_V - эквивалентное количество зубьев для каждого колеса

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}, \quad z_{V3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta}. \quad (2.30)$$

Как видно, коэффициент Y_F зависит от числа зубьев на определённом зубчатом колесе, что необходимо учитывать при окончательном расчёте напряжения σ_F .

Коэффициент, учитывающий наклон зуба, Y_β , для косозубых колёс

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120}, \quad (2.31)$$

где β - угол наклона зубьев шестерни первичного вала, размерность градус.

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, Y_ε , для прямозубой передачи при проведении предварительных расчётов принимается $Y_\varepsilon = 1$. Для косозубых передач

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha} \text{ при } \varepsilon_\beta < 1; \quad Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} \text{ при } \varepsilon_\beta \geq 1. \quad (2.32)$$

Для расчётов в формулах (2.31) и (2.32) необходимо воспользоваться значениями ε_α и ε_β , полученными по формулам (2.23) и (2.24).

Коэффициент, учитывающий влияние проявления погрешностей зацепления на динамическую нагрузку, для косозубых и шевронных передач $\delta_F = 0,006$. Коэффициент, учитывающий влияние разницы шагов зацепления зубьев 2-го и 3-го колеса, g_O , выбирается по Таблице 2.1.

Удельная окружная динамическая сила w_{Fv} имеет размерность Н/мм (V - м/с, a_{w2} - мм) и используется при вычислении динамической добавки v_F

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_O \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_{w2}}{u_2}}, \quad v_F = \frac{w_{Fv} \cdot b_w \cdot d_2}{2000 \cdot T_2}. \quad (2.33)$$

Последняя необходима для определения коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, $K_{Fv} = 1 + v_F$. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, $K_{F\alpha}$, определяется соответственно степени точности n_{CT}

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n_{CT} - 5)}{4\varepsilon_\alpha}. \quad (2.34)$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_{F\beta}$ ($K_{F\beta 2}, K_{F\beta 3}$), зависит от коэффициентов Ψ_{bd2}, Ψ_{bd3} (2.27) и определяется из графика на Рисунке 2.5.

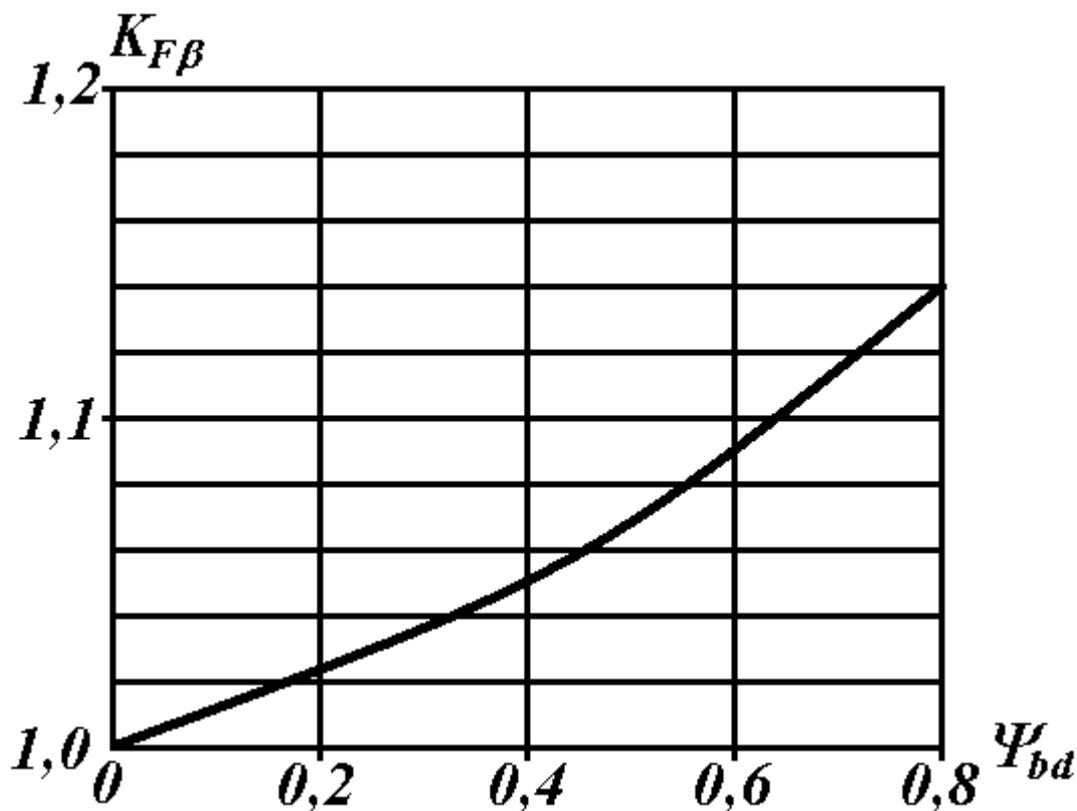


Рисунок 2.5.

Итак, расчёты всех коэффициентов, необходимых для вычисления контактного напряжения в полюсе зацепления, на этом завершены, что позволяет по формуле (2.28) определить σ_F . Следует заметить, что вследствие явной зависимости коэффициента Y_F от числа зубьев, необходимо определить σ_{F2} для 2-го колеса, а потом

$$\sigma_{F3} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F3} \cdot K_{F\beta 3}}{Y_{F2} \cdot K_{F\beta 2}} \text{ для 3-го.}$$

2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Допустимое напряжение на контактную выносливость

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim b}}{S_H} K_{HL}, \quad (2.35)$$

где σ_{Hlimb} - граница контактной выносливости поверхностей зубьев, которая отвечает базовому числу циклов нагружения (определяется по Таблице 2.2), S_H - коэффициент безопасности (расчётный коэффициент запаса прочности при расчёте на контактную выносливость), K_{HL} - коэффициент долговечности.

Коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи, изменяется в границах $0,9 \leq K_{HL} \leq 2,8$ в зависимости от типа нагружения (переменное или постоянное), количества циклов нагружения и вида упрочнения поверхностей зубьев. Вследствие значительного (на порядки) превышения эквивалентного количества циклов нагружения базового количества циклов в расчётах КОМ величина принимается $K_{HL} = 1$. Коэффициент безопасности для колёс с однородной структурой материала $S_H = 1,1$; для колёс с поверхностным упрочнением зубьев $S_H = 1,2$.

Таблица 2.2.

Способ термической или химико-термической обработки зубьев	Твёрдость поверхностей зубьев (H_{HB}, H_{HRC}, H_{HV})	Группа стали	σ_{Hlimb} , МПа
Отжиг, нормализация или улучшение	$H_{HB} \leq 350 HB$	Стали углеродистые и легированные	$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot H_{HB} + 70$
Объёмная закалка	$H_{HRC} = 38 \dots 50 HRC$		$\sigma_{Hlimb} = 18 \cdot H_{HRC} + 150$
Поверхностная закалка	$H_{HRC} = 40 \dots 50 HRC$		$\sigma_{Hlimb} = 17 \cdot H_{HRC} + 200$
Цементация или нитроцементация	$H_{HRC} \geq 56 HRC$	Стали легированные	$\sigma_{Hlimb} = 23 \cdot H_{HRC}$
Азотирование	$H_{HV} = 550 \dots 750 HV$		$\sigma_{Hlimb} = 1050$

Соотношение между твёрдостями, выраженных в единицах H_{HB} , H_{HRC} , H_{HV} , определяется по графикам на Рисунке 2.6.

В зависимости от вида термической или химико-термической обработки используют стали следующих марок для изготовления зубчатых колёс (более подробно различные типы стали и её обработка описаны в Разделе 2.4):

- Отжиг, нормализация или улучшение - среднеуглеродистые **Ст5, Ст6**; углеродистые конструкционные **40, 45, 50, 50Г, 50Г2**; легированные **40Х, 45Х, 45ХН**;
- Объёмная закалка - углеродистые или легированные с содержанием углерода 0,35...0,5% (**45, 40Х, 40ХН, 45ХН, 30ХГСА**);
- Поверхностная закалка - легированные **40Х, 45Х, 45ХН**;
- Цементация – легированные **20Х, 12ХН3А, 18ХГТ, 25ХГТ, 20Х24А**, или нитроцементация – легированные **25ХГМ, 25ХГТ**;
- Азотирование – легированные **38ХМЮА, 38ХЮА, 30ХВФЮА**.

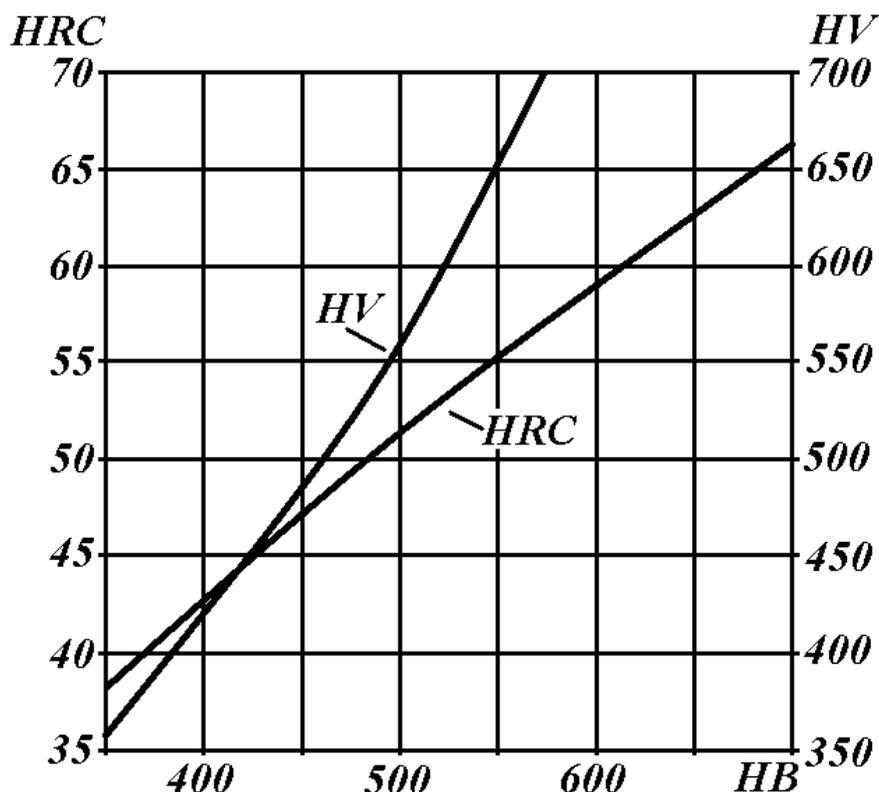


Рисунок 2.6.

Допустимое напряжения при расчёта зубьев на выносливость при изгибе

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} K_{FL} \cdot K_{FC}, \quad (2.36)$$

где $\sigma_{F\lim b}$ - граница выносливости зубьев при изгибе, соответствующая базовому числу циклов нагружения (определяется по Таблице 2.3), S_F - коэффициент безопасности (расчётный коэффициент запаса прочности при расчёте на изгибную выносливость), K_{FL} - коэффициент долговечности, K_{FC} - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего при-

ложения нагрузки (при одностороннем $K_{FC} = 1$, в остальных случаях $K_{FC} = 0,65 \dots 0,9$).

Коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи, изменяется в границах $0,9 \leq K_{FL} \leq 2,1$ в зависимости от типа нагружения (переменное или постоянное), числа циклов нагружения и вида упрочнения поверхностей зубьев. Вследствие значительного (на порядки) превышения эквивалентного числа циклов нагружения базового числа циклов в расчётах КОМ величина принимается $K_{FL} = 1$. Коэффициент безопасности $S_F = 1,7 \dots 2,2$, для всех способов термической или химико-термической обработки зубьев $S_F = 1,75$, кроме нитроцементации, для которой $S_F = 1,55$.

Таблица 2.3.

Способ термической или химико-термической обработки зубьев	Твёрдость зубьев (H_{HB}, H_{HRC}, H_{HV})		$\sigma_{F \lim b}$, МПа
	на поверхности	в середине	
Цементация легированных сталей	$H_{HRC} = 57 \dots 63$ HRC	$H_{HRC} =$ $32 \dots 45 HRC$	950
Нитроцементация легированных сталей	$H_{HRC} =$ $57 \dots 63 HRC$	$H_{HRC} =$ $32 \dots 45 HRC$	1000
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру	$H_{HRC} =$ $48 \dots 60 HRC$	$H_{HRC} =$ $25 \dots 40 HRC$	600...900
Нормализация или улучшение	$H_{HB} =$ $180 \dots 350 HB$	$H_{HB} =$ $180 \dots 350 HB$	$\sigma_{F \lim b} =$ $1,35 \cdot H_{HB} + 100$
Азотирование легированных сталей	$H_{HV} =$ $550 \dots 950 HV$	$H_{HRC} =$ $24 \dots 40 HRC$	$\sigma_{F \lim b} =$ $12 \cdot H_{HRC} + 300$ (для середины)

Проведя расчёты допустимых напряжений $[\sigma_H]$ и $[\sigma_F]$ для определённого способа термической или химико-термической обработки зубьев и их поверхностей, необходимо провести сопоставление с ними соответствующих расчётных σ_H , σ_{F2} и σ_{F3} . В случае непревышения допустимых напряжений обеспечивается выносливость зубьев при рассмотрении контактных и изгибных напряжений.

2.4. ВАЖНЕЙШИЕ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ИХ ТЕРМИЧЕСКАЯ И ХИМИКО-ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА

Наиболее распространёнными материалами в машиностроении являются сталь разных марок, чугун, бронза. Классификация стали по назначению и химическому составу может быть схематически сведена в Таблицу 2.4.

Таблица 2.4.

Сталь	Углеродистая	Конструкционная	Обыкновенного качества
			Качественная
		Инструментальная	Высокоуглеродистая
	Легированная	Конструкционная	Цементуемая
			Улучшаемая
			Азотируемая
		Инструментальная	Быстрорежущая и др.
		Сталь с особыми физическими и химическими свойствами	Нержавеющая
			Жаропрочная
	Немагнитная и др.		

Конструкционная углеродистая сталь идёт на изготовление различных машинных частей и маркируется **Ст0, Ст1, Ст2, ..., Ст6, Ст7** (обыкновенного качества) и сталь **10, 15, 20, ..., 70** (качественная). К группе качественной стали относится также сталь с повышенным содержанием марганца, маркируемая **15Г, 30Г**, и т.д. или **30Г2, 35Г2**.

Инструментальная углеродистая сталь идёт на изготовление резцов, фрез, калибров, штампов и пр.; эта сталь обладает значительной твёрдостью и износостойкостью. Она маркируется, например, **У9**, что означает углеродистая сталь с содержанием углерода 0,9%.

В тех случаях, когда свойства углеродистой стали не обеспечивают требуемого качества изготавливаемых деталей машин и инструментов (достаточной прочности, износостойкости, жаропрочности и т.п.), переходят к применению легированной стали. Введение легирующих элементов улучшает механические свойства стали, изменяет физико-химические свойства и увеличивает глубину прокаливания.

Легирующие элементы в марках стали по ГОСТ обозначаются: **Н** – никель, **Х** – хром, **Г** – марганец, **С** – кремний, **В** – вольфрам, **Ф** – ванадий, **Ю** – алюминий, **М** – молибден, **К** – кобальт, **Т** – титан, **Б** – ниобий, **Е** – селен, **Ц** – цирконий, **П** – фосфор, **А** – азот, **Р** – бор, **Л** – бериллий, **Ш** – магний (последние четыре обозначения только, если буква стоит в середине маркировки). Маркировка легированной стали даётся в виде

комбинаций букв и цифр: первые две цифры означают содержание углерода в сотых долях процента (если цифры нет, тогда содержание углерода около 1% или более; если цифра одна, то это содержание углерода в десятых долях процента), далее буквой указывается легирующий элемент и его примерное содержание в процентах. Буква **А** ставится для обозначения высокого качества стали (с пониженным содержанием вредных примесей – серы и фосфора). Если содержание легирующего элемента составляет примерно 1%, то после соответствующей буквы в марке стали никаких цифр не ставится. Обозначение **ПП** «пониженная прокаливаемость», для сталей с последующей обработкой токами высокой частоты (ТВЧ).

Конструкционные стали являются наиболее распространенными и массовыми сталями из всех легированных. Они, как правило, отличаются сравнительно низким содержанием легирующих компонентов и невысокой себестоимостью. Инструментальным сталям характерно сочетание высокой износостойчивости и твердости. Для них важна прокаливаемость и достаточная ударная вязкость при высочайшей твердости.

С повышением несущей способности, лимитируемой стойкостью активных поверхностей зубьев и их прочностью на изгиб, снижается масса и габаритные размеры зубчатой передачи. Наименьшую массу имеют передачи со стальными зубчатыми колёсами. Одним из важнейших условий совершенствования машин является изыскание всех возможных путей к снижению массогабаритных показателей, поэтому сталь является основным материалом для зубчатых колёс и единственным для высоконагруженных передач.

Механические свойства стали можно улучшить, применяя термообработку: отжиг, нормализацию, закалку и отпуск.

Отжиг уменьшает структурную неоднородность стали (обуславливает получение равновесной структуры), повышает пластичность и вязкость, снижает твёрдость и улучшает обрабатываемость резанием.

Нормализация, выравнивая структурную неоднородность стали, снижает твёрдость и улучшает обрабатываемость резанием. Нормализация — это, по существу, процесс отжига. Стальное изделие нагревают до температуры несколько ниже температуры закалки, выдерживают сталь при этой температуре, а затем охлаждают на воздухе. В результате сталь получается более мелкозернистой, чем при отжиге, повышаются ее твердость, прочность, ударная вязкость по сравнению с отожженной сталью.

Закалка — термическая обработка стали путем ее нагрева до определённой температуры, некоторой выдержки при этой температуре до завершения фазовых превращений с быстрым последующим охлаждением в воде, масле и других жидкостях. При закалке увеличиваются

твердость и прочность, но снижается ударная вязкость. Закаленная сталь обладает большой хрупкостью, что делает ее малопригодной для практического использования. Закалка обеспечивает получение требуемых физико-механических свойств.

Поверхностная закалка ТВЧ с последующим низким отпуском применяется для сталей с содержанием углерода около 0,35...0,60% (например, для сталей марок **40X, 40XH, 45XH, 35XM, 60XB, 60X, 55П** и др.). При поверхностной закалке нагреву подвергаются только наружные слои металла, при этом не возникает значительных деформаций (коробления) зубчатых колёс. Толщина закаленного слоя при поверхностной закалке назначается обычно в пределах 0,25...0,40 *m*, а твердость после закалки с низким отпуском при охлаждении водой или маслом достигает значений 48-62 *HRC*. Твёрдым поверхностным слоям при такой термообработке соответствует вязкая сердцевина зубьев, что обеспечивает высокую выносливость при изгибе зубчатых колёс.

Объёмная закалка с низким отпуском используется для зубчатых колёс из сталей с содержанием углерода 0,40...0,55% (например, стали марок **40X, 40XH, 40XФА** и др.). При этой термообработке неизбежны значительные искажения формы зубьев, устраняемые шлифованием. Зубья имеют низкое сопротивление ударным нагрузкам и большой разброс в значениях предела выносливости. Поэтому объёмную закалку с низким отпуском применяют для малоответственных передач

Отпуску подвергают сталь после закалки для уменьшения хрупкости и ослабления внутренних напряжений. Отпуск стали заключается в нагреве её ниже температуры закалки с последующим постепенным охлаждением на воздухе. В зависимости от вида отпуска изделие нагревают от 150 до 550°C. С повышением температуры отпуска сильно изменяются механические свойства закаленной стали: предел прочности и твердость понижаются, а относительное удлинение и вязкость возрастают.

Термообработка, заключающаяся в закалке с последующим высокотемпературным отпуском, обычно называется улучшением. Данная термообработка применяется в основном в единичном и мелкосерийном производстве для передач, к габаритным размерам и массе которых не предъявляются высокие требования, а также в тех случаях, когда контактная прочность не оказывает влияния на размеры проектируемого привода. При этой термообработке зубчатые колёса изготавливаются из качественных углеродистых и легированных сталей с содержанием углерода 0,35...0,50% (например, стали марок **40X, 40XH, 35XM, 35XГСА** и др.).

Существенное значение для улучшения качеств стали имеет химико-термическая обработка стали, заключающаяся в изменении химиче-

ского состава поверхностного слоя стального изделия путем насыщения его каким-либо другим веществом (углеродом, азотом, цианом, хромом) с целью повышения твёрдости, износостойкости или коррозионной стойкости поверхности и сохранения при этом высоких механических качеств самого изделия. Видами химико-термической обработки стали являются цементация, азотирование, цианирование и хромирование.

Цементация – процесс химико-термической обработки стальных деталей, обуславливающий насыщение их поверхности углеродом на определённую глубину изделия при температуре среды 880...950°C, содержащей углерод. Назначением процесса является получения после закалки и низкого отпуска повышенной твёрдости до 56...62 *HRC* и прочности поверхностного слоя, износостойкости и усталостной прочности деталей. При этом применяют легированные стали с содержанием углерода 0,12...0,30%.

Нитроцементация (газовое цианирование) – процесс химико-термической обработки стальных деталей, обуславливающий одновременное насыщение поверхностных слоёв углеродом и азотом с последующей закалкой и низким отпуском до твёрдости 57...63 *HRC*. Нитроцементации подвергаются зубчатые колёса из среднеуглеродистых сталей (например, сталей **20X, 35X, 40X, 25XГМ, 25XГТ, 30XГТ** и др.).

Азотирование - процесс химико-термической обработки стальных деталей, обуславливающий насыщение азотом поверхностного слоя стального изделия при нагревании до 500...700°C в атмосфере аммиака на определённую глубину с целью повышения износостойкости, коррозионной стойкости, предела выносливости. Обеспечивает особо высокую твёрдость до 70 *HRC* и износостойкость поверхностных слоёв. При этом затруднена приработка, снижающая вредные последствия от местных нагрузок, вызванная погрешностями и деформациями. Поэтому реализация преимущества азотирования возможна только при высокой точности изготовления или при использовании доводочных операций в паре (при минимальной неравномерности удельных нагрузок по ширине зубчатого венца, вызванной деформациями).

Хромирование - процесс химико-термической обработки, обуславливающий насыщение поверхностного слоя стали хромом с целью повышения поверхностной твёрдости, износостойкости и антикоррозионных свойств стальных деталей.

Алитирование - процесс, обуславливающий насыщение поверхностного слоя стали алюминием с целью повышения жароупорности стальных деталей.

3. КОМПОНОВКА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ КОМ

Конструирование устройства проводится в соответствии с заданной или принятой схемой механизма на основе результатов прочностного и кинематического расчётов.

Зубчатые колёса КОМ закрепляются на валах (1-ое и 3-ье) и на оси (2-ое). Валы воспринимают действие напряжений изгиба и кручения, оси – только изгиб. Предварительное определение диаметра вала, необходимое для выполнения эскиза вала и дальнейшего основного расчёта, проводят при помощи эмпирических зависимостей или по условному расчёту на кручение. Последний вариант выбирают по условию неопределённости размеров вала по длине, когда не могут быть подсчитаны изгибающие моменты. Условие прочности на кручение

$$T = 9550 \frac{N}{n} \approx 0,2 \cdot d^3 [\tau], \quad (3.1)$$

откуда

$$d \approx C \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}. \quad (3.2)$$

В формулах (3.1), (3.2) T - крутящий момент, Н·м; N - мощность, кВт; n - частота вращения, об/мин; d - диаметр вала, мм; $[\tau]$ - условное допустимое напряжение при кручении, МПа; C - коэффициент. Вследствие неучёта по этой методике изгиба величину $[\tau]$ берут заниженной. Часто принимают $[\tau] = 15 \dots 35$ МПа, тогда соответствующие $C \approx 150 \dots 110$.

Во время проектирования КОМ принимается более узкий интервал значений коэффициента C , тогда предварительный диаметр выходного вала d_B , мм, определяют из расчёта на кручение в месте установки подшипников по формуле

$$d_B = (110 \dots 130) \cdot \sqrt[3]{\frac{N_3}{n_3}}, \quad (3.3)$$

в которой N_3 – мощность, потребляемая насосом, кВт; n_3 - номинальная частота вращения насоса, об/мин. Из полученного диапазона значений выбирают такое, которое соответствует внутреннему диаметру подшипников. Для последних, начиная с диаметра 20 мм, каждый следующий увеличивается на 5 мм (25, 30, 35....), поэтому d_B должно быть кратным 5. Величина d_B является основой для определения следующих геометрических размеров.

Диаметр выходного вала под зубчатым колесом определяется из соотношения $d_K^B = (1,0...1,3) \cdot d_B$, мм. Окончательный выбор проводится из конструктивных соображений.

Для зубчатых колёс с выступающей ступицей определяют: диаметр ступицы –

$$d_{CT}^B = 1,5 \cdot d_B + 10, \text{ мм}; \quad (3.4)$$

длину ступицы –

$$l_{CT}^B = (1,0...1,5) \cdot d_B, \text{ мм}. \quad (3.5)$$

Диаметр оси, на которой установлено промежуточное зубчатое колесо 2, определяется из соотношения $d_O = (0,6...0,7) \cdot d_B$, мм. Выбранное значение должно быть кратным 5 вследствие условия установки подшипников.

Диаметр оси под зубчатым колесом определяется из соотношения $d_K^O = (1,0...1,3) \cdot d_O$, мм.

Для зубчатых колёс с выступающей ступицей определяют диаметр ступицы –

$$d_{CT}^O = 1,5 \cdot d_O + 10, \text{ мм}; \quad (3.6)$$

а длина ступицы l_{CT}^O равняется длине ступицы l_{CT}^B , что связано с конструктивными особенностями редуктора.

При компоновке выходного вала используют радиальные шарикоподшипники средней или тяжёлой серии, для оси промежуточного колеса – радиально-упорные шарикоподшипники или конические роликоподшипники (подробно об их конструктивных особенностях говорится в Разделе 6). По условию внутреннего размещения подшипников в ступице зубчатого колеса величина d_{CT}^O определяется с учётом габаритных размеров подшипников.

Диаметр входного вала КОМ принимается известным для существующей коробки передач.

Расстояние между внутренней поверхностью стенки корпуса и зубчатым колесом:

$$\Delta = (1,0...1,2) \cdot \delta, \text{ мм}, \quad (3.7)$$

где

$$\delta = 0,025 \cdot a_W + 3, \text{ мм}, \quad (3.8)$$

– толщина стенки корпуса. В случае $\delta > 6$ мм принимается $\delta = 6$ мм. Рассматривая расстояние между колесом 3 и поверхностью стенки, вместо a_W необходимо подставлять a_{W2} .

Во время работы передачи подвижные детали не должны касаться друг друга и стенок корпуса.

Схему компоновки зубчатой передачи КОМ выполняют на миллиметровой бумаге формата А2 в масштабе 1:1. Окончательное конструирование вала выполняется после его проверочного расчёта, а также выбора и расчёта подшипников на долговечность (более подробно об этой части проекта см. Разделы 4-6).

Выполнение эскизного варианта общего вида механизма начинают с нанесения осевых линий с учётом межосевых расстояний и диаметров делительных окружностей зубчатых колёс, вычерчивают валы без обозначения их размеров по длине, наносят габариты предварительно выбранных подшипников. При выборе последних руководствуются такими соображениями: левая опора выходного вала является фиксированной, правая – плавающей, поэтому для левой опоры подбираются подшипники тяжёлой серии, а для правой – средней. Внутренние диаметры подшипников на правой и левой опоре вследствие ступенчатого строения вала отличаются на 10 мм, что приводит к отличию в маркировке (позиция диаметров) подшипников на 2 единицы.

В дальнейшем прорабатывают конструкции отдельных деталей, выбирают способы соединения с другими элементами механизма. При этом необходимо определить способы установки валов в подшипниках, крепление зубчатых колёс на валах, подшипников – на валах и в корпусе, виды и конструктивное оформление несущих деталей.

При выборе варианта конструкции необходимо изучить известные технические решения и выполнить их анализ, максимально использовать унифицированные детали и узлы. Для повышения технологичности и уменьшения трудоёмкости изготовления конструкции следует сокращать номенклатуру используемых стандартных и нормализованных деталей и узлов, а также используемых материалов. Везде, где возможно, следует применять в деталях форму тел вращения, технологически более простую в изготовлении.

4. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ВЫХОДНОГО ВАЛА

Для полностью спроектированного вала уточняют расчётную схему и проводят расчёты на статическую прочность, жёсткость и выносливость.

Валы взаимодействуют с насаженными на них деталями и подшипниками. Фиксацию этих деталей для предотвращения проворота осуществляют шпоночными, зубчатыми (шлицевыми) соединениями и сочленением с гарантированным натягом. Условие сборки на одном валу деталей с разными посадками и типами соединений, а также требования к осевой фиксации деталей обуславливают необходимость ступенчатой компоновки вала.

Расчётные схемы валов и осей редукторов представляют в виде ступенчатых или гладких балок на шарнирных опорах. Подшипники, которые одновременно воспринимают осевое и радиальное нагружение, заменяют шарнирно неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальное нагружение – шарнирно подвижными опорами. Для радиальных шариковых подшипников положение опоры принимают посередине ширины подшипника. Нагружение, передающееся валам и осям со стороны насаженных на них деталей, приводят к центру соединения в виде сосредоточенного крутящего момента T , окружной F_t , радиальной F_r и осевой F_a сил. Индексация соответствующих сил обусловлена связью окружной силы с крутящим моментом (*torsion* – кручение), словами *radial* – радиальный, *axis* – ось.

4.1. ОСНОВНОЙ РАСЧЁТ ВАЛА

Для основного расчёта валов и осей необходимо вычислить изгибающие и крутящие моменты в опасных сечениях. При расчёте валов строят эпюры этих моментов. При действии на вал нагрузки в разных плоскостях их, как это принято, раскладывают на две взаимно перпендикулярные плоскости, в каждой из которых рассматриваются действия соответствующих сил. Опасное сечение определяется эпюрами моментов, размерами сечений вала и концентрацией напряжений.

На Рисунке 4.1 показана схема нагружения вала, в которой вводятся следующие обозначения и определения:

A и B – шарнирные опоры, в которых определяются опорные реакции R_{AX} , R_{BX} , H , – в горизонтальной плоскости, R_{AY} , R_{BY} , H , – в вертикальной плоскости, R_A , R_B , H , – результирующие;

T_3 – крутящий момент, который передаётся на муфту, Н·м;

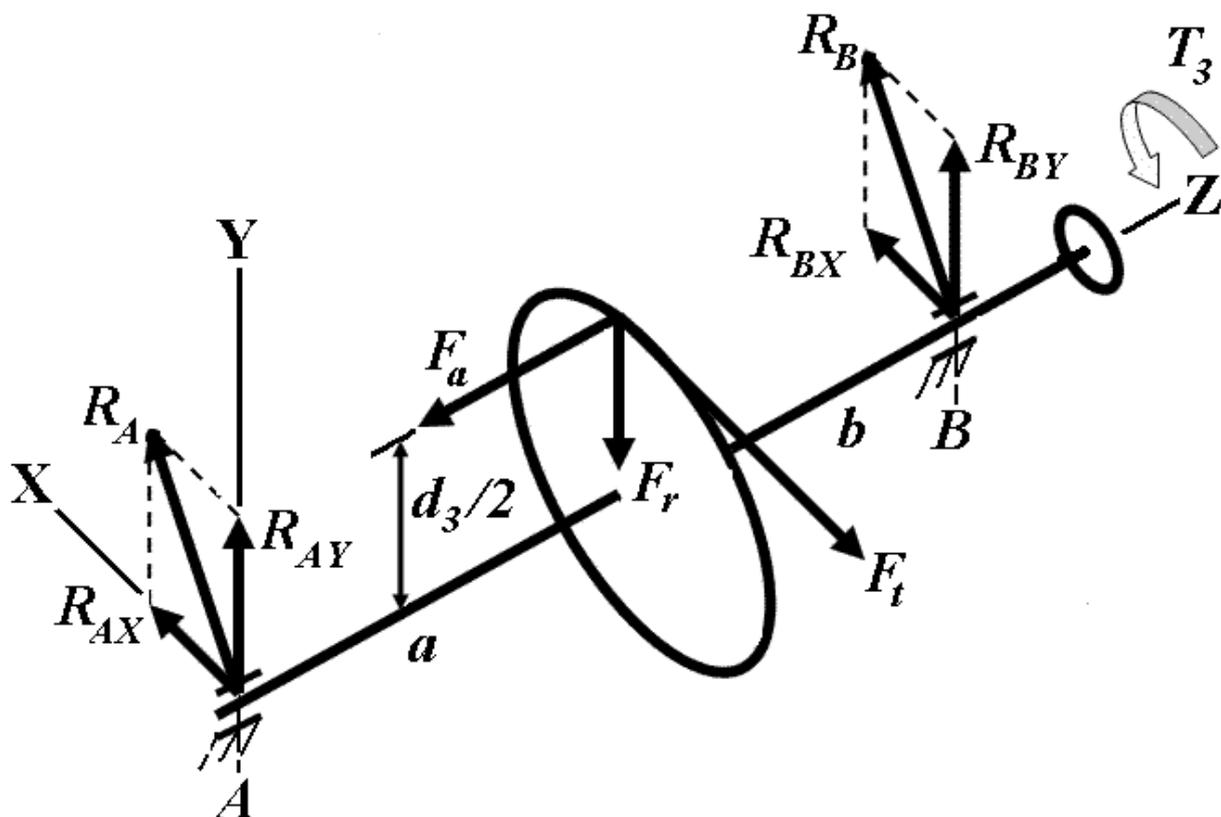


Рисунок 4.1.

F_t - окружная сила (определяется по формуле (2.19)), Н;

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} \text{ - радиальная сила, Н;} \quad (4.1)$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta \text{ - осевая сила, Н.} \quad (4.2)$$

Геометрические размеры a и b - расстояние между соответствующей опорой (A и B) и центром 3-го колеса, определяется непосредственно из рабочего чертежа КОМ, их сумма $a + b = l$, а также d_3 - делительный диаметр 3-го колеса, который определён по формуле (2.9). В дальнейших расчётах необходимо подставлять указанные размеры в метрах.

Рассмотрим вертикальную плоскость (Рисунок 4.1), в которой действуют силы F_r и F_a . Действие силы F_a можно заменить сосредоточенным моментом M_{Fa} , Н·м, (F_a , Н, d_3 , мм)

$$M_{Fa} = F_a \cdot \frac{d_3}{2000}. \quad (4.3)$$

Реакции опор определяются (в дальнейших расчётах все величины подставляются в размерностях системы SI)

$$R_{AY} = \frac{F_r \cdot b + M_{Fa}}{l}, \quad R_{BY} = \frac{F_r \cdot a - M_{Fa}}{l}. \quad (4.4)$$

Исходя из вида полученных выражений, при любых условиях $R_{AY} > 0$, то есть вертикальная составляющая реакции R_A является положительной. В отношении R_{BY} есть варианты, которые зависят от соотношения слагаемых $F_r \cdot a$ и M_{Fa} . Если первый больше второго, $R_{BY} > 0$ (положительна), если наоборот - $R_{BY} < 0$ (отрицательна). В последнем случае необходимо на схеме заменить направление действия указанной силы на противоположное.

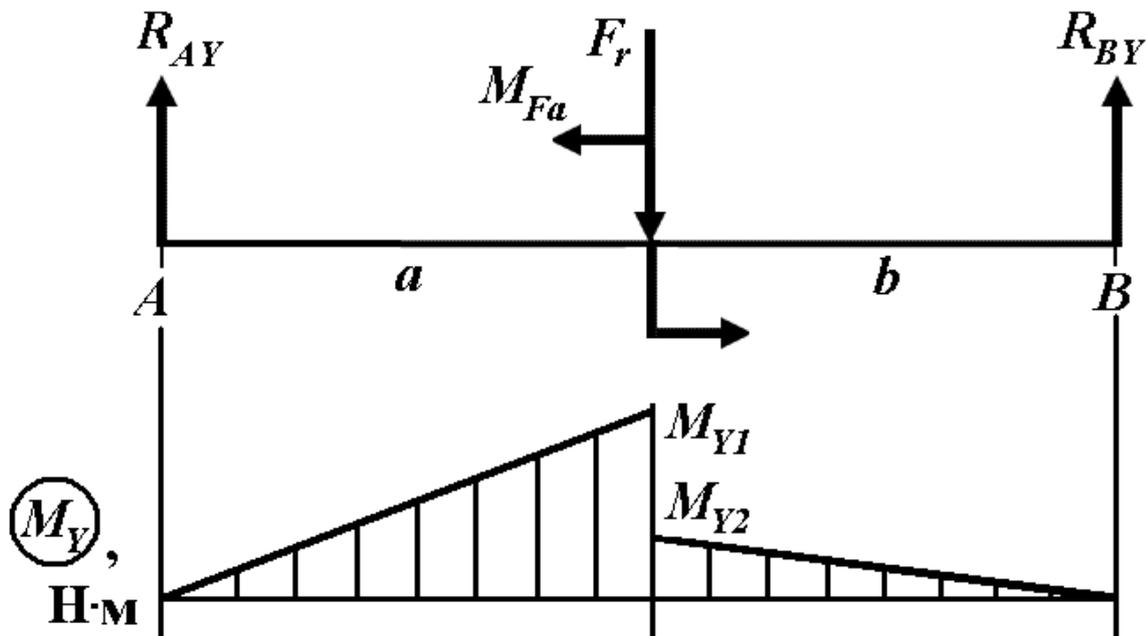


Рисунок 4.2.

Изгибающие моменты M_Y определяются при проведении анализа напряжённого состояния от опоры A до опоры B , что отображается на построении соответствующей эпюры.

$$M_{Y2} = R_{BY} \cdot b, \quad M_{Y1} = R_{AY} \cdot a = R_{BY} \cdot b + M_{Fa}. \quad (4.5)$$

Как видно, в сечении, через которое проходит действие силы F_r и прикладывается момент M_{Fa} (ось симметрии 3-го колеса), на эпюре мо-

мента M_Y появляется излом и прыжок на величину момента M_{Fa} . Максимальное значение $M_Y = M_{Y1}$ (наиболее опасное сечение).

На Рисунках 4.2 и 4.3 показаны соответствующие схемы нагружения и эпюры, соответствующие двум вышеуказанным вариантам расчётов.

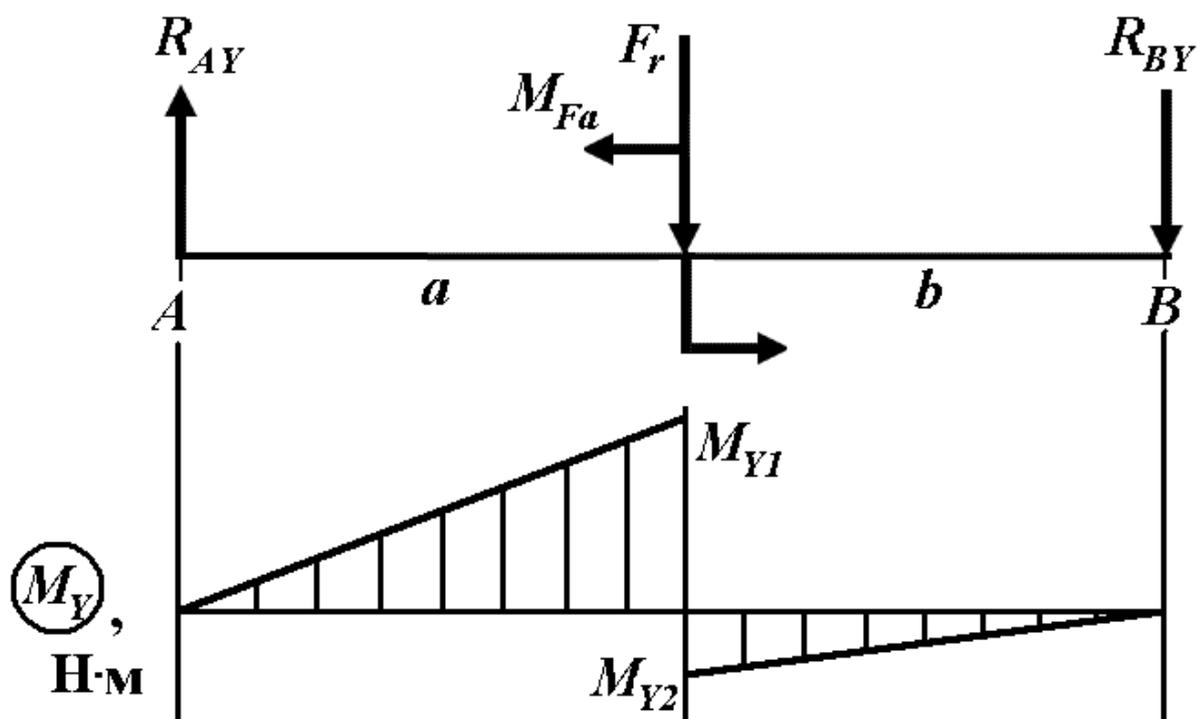


Рисунок 4.3.

Рассмотрим горизонтальную плоскость (Рисунок 4.1), в которой действует сила F_t . Реакции опор определяются

$$R_{AX} = \frac{F_t \cdot b}{l}, \quad R_{BX} = \frac{F_t \cdot a}{l}. \quad (4.6)$$

Исходя из полученных выражений, при любом условии $R_{AX} > 0$, $R_{BX} > 0$, то есть горизонтальная составляющая реакций R_A и R_B положительна.

Изгибающие моменты M_X определяются при анализе состояния от опоры A до опоры B , что отображается на построении соответствующей эпюры (Рисунок 4.4). Как видно, в сечении, через которое проходит действие силы F_t (ось симметрии 3-го колеса), на эпюре момента

M_X появляется излом и момент достигает максимального значения (наиболее опасное сечение)

$$M_X = R_{AX} \cdot a = R_{BX} \cdot b. \quad (4.7)$$

Суммарные опорные реакции определяются по формулам

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}, \quad R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}. \quad (4.8)$$

Максимальный суммарный изгибающий момент M_Σ , Н·м, рассчитывается для наиболее опасного сечения по формуле

$$M_\Sigma = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}. \quad (4.9)$$

На вал между центром 3-го колеса и муфтой действует крутящий момент T , Н·м. Между опорами A и B его эпюра на участке длиной b имеет вид прямоугольника с высотой $T = T_3$.

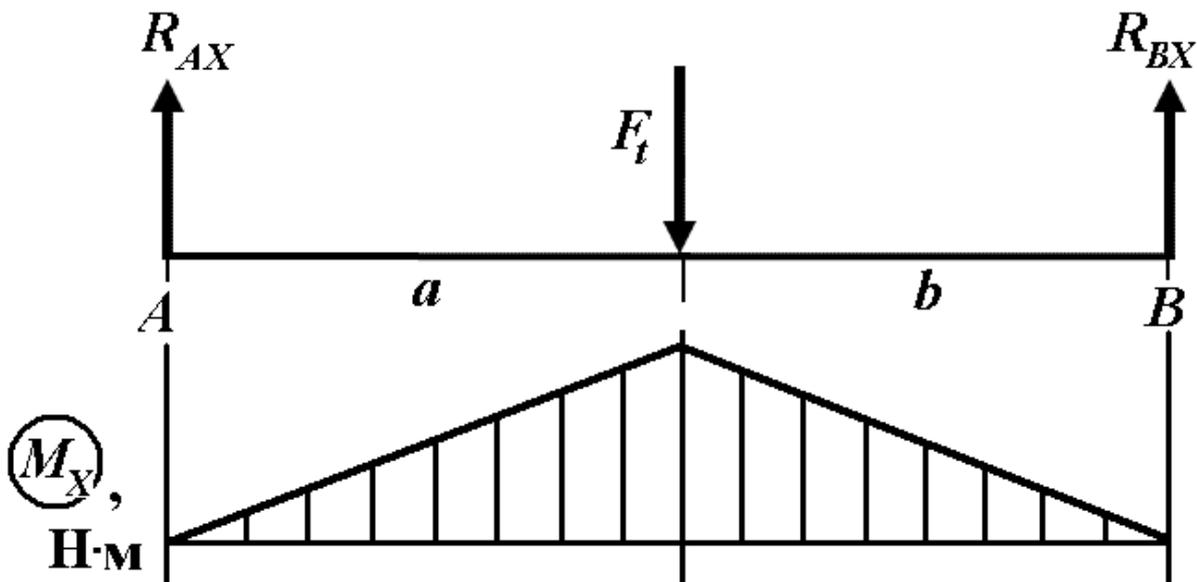


Рисунок 4.4.

Для расчёта вала используется 3-ья теория прочности, на основе которой эквивалентный (приведенный) момент $M_{\text{ЭКВ}}$, Н·м, определяется по формуле

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{(M_\Sigma)^2 + (T_3)^2}. \quad (4.10)$$

При построении эпюр следует помнить, что эпюра приведенных моментов имеет нелинейный характер. Нелинейной является и эпюра

суммарных изгибающих моментов на участках, где M_X и M_Y изменяются по разным законам. Для упрощения построения эпюр моменты вычисляются в отдельных характерных точках (на опорах, в точках приложения сил и моментов). На участках между этими точками эпюры аппроксимируются прямолинейными отрезками.

Для вала определяют $[\sigma_{-1}]$ - допустимое знакопеременное напряжение и $[\sigma_0]$ - допустимое отнулевое пульсирующее напряжение. Определив опасное сечение, вычисляют в нём расчётный диаметр вала d , мм, который по условию прочности не должен превышать величину d_K^B

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]}} \leq d_K^B, \quad (4.11)$$

где $M_{\text{ЭКВ}}$ необходимо подставлять в размерности Н·мм, $[\sigma_{-1}]$, МПа, определяется по данным Таблицы 4.1, в которой приведены средние значения допустимых напряжений для валов, МПа.

Таблица 4.1.

Материал вала	σ_B	$[\sigma_0]$	$[\sigma_{-1}]$
Сталь углеродистая	400	70	40
	500	75	45
	600	95	55
	700	110	65
Сталь легированная	800	130	75
	1000	150	90

4.2. РАСЧЁТ ВАЛА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Проверка проводится только после предварительного оформления чертежа. Это вызвано тем, что прочность вала при усталости определяется рядом факторов, характеризующих его геометрию, шероховатость поверхности, наличие концентраторов напряжений.

При расчёте валов на прочность следует различать кратковременные нагрузки, повторность действия которых невелика и составляет менее 10^3 циклов, и длительно действующие нагрузки, повторность действия которых достаточна для образования усталостного разрушения.

Валы могут испытывать от действия внешних нагрузок переменные напряжения, если, например, усилия, возникающие в их сечениях, вращаются относительно вала. При этом цикл изменения напряжений в сечениях вала оказывается симметричным, так как максимальные напряжения, возникающие в каждой точке, равны минимальным, взятым с об-

ратным знаком. При расчётах вала цикл изменения касательных напряжений от передачи постоянного крутящего момента будем считать пульсирующим.

Проверка, которая является окончательной и основной, проводится только для наиболее опасных сечений. Во время проверки определяется расчётный коэффициент запаса по выносливости, который сравнивается с допустимым. В Таблице 4.2 приведены механические прочностные характеристики основных марок сталей, которые используются для изготовления валов. Для соответствующих валов используют стали 45, 50, 40Х с термическим улучшением (закалка с высоким отпуском). Для соответствующих тяжело нагруженных валов, которые должны иметь небольшие габариты, используют легированные стали 40ХН, 30ХГС и т.д. В качестве термообработки – улучшение, закалка ТВЧ.

Таблица 4.2.

Марка стали	Диаметр вала	σ_B , МПа	σ_T , МПа	τ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа	Ψ_σ	Ψ_τ
Сталь 40	5 <	610	360	210	270	150	0,15	0,08
40Х 40ХН	5 <	1000	800	480	450	250	0,22	0,1

Как всегда, σ - нормальные, τ - касательные напряжения. Коэффициенты запаса для соответствующих напряжений

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \Psi_\tau \cdot \tau_m}. \quad (4.12)$$

При одновременном действии нормальных и касательных напряжений общий коэффициент запаса n

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n]. \quad (4.13)$$

В Таблице 4.2 и приведенных формулах σ_{-1} - граница выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений изгиба (не путать с напряжением $[\sigma_{-1}]$ из Таблицы 4.1); τ_{-1} - граница выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений кручения (приблизительно принимают $\sigma_{-1} = 0,45\sigma_B$, $\tau_{-1} = 0,25\sigma_B$); σ_a , τ_a - амплитуда номинальных напряжений соответственно изгиба и кручения; σ_m , τ_m - средние значения номинальных напряжений; $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ - суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на со-

противление усталости при изгибе и кручении; Ψ_σ, Ψ_τ - коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений при изгибе и кручении. Для стали $\Psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B$, $\Psi_\tau = 0,5 \Psi_\sigma$.

Напряжения изгиба в валах изменяются по симметричному знакопеременному циклу (Рисунок 4.5), для которого характеристики цикла (коэффициент асимметрии цикла, минимальное и максимальное значения)

$$r_\sigma = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1; \quad \sigma_{\min} = -\sigma_{\max}; \quad \sigma_{\max} = \sigma = \frac{M_\Sigma}{W_O}. \quad (4.14)$$

Напряжения кручения меняется по пульсирующему отнулевому закону (отнулевой цикл, Рисунок 4.6), для которого характеристики цикла (коэффициент асимметрии цикла, минимальное и максимальное значения)

$$r_\tau = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = 0; \quad \tau_{\min} = 0; \quad \tau_{\max} = \tau = \frac{T_3}{W_P}. \quad (4.15)$$

В соотношениях (4.14), (4.15) $W_O, W_P, \text{ м}^3$, - осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала.

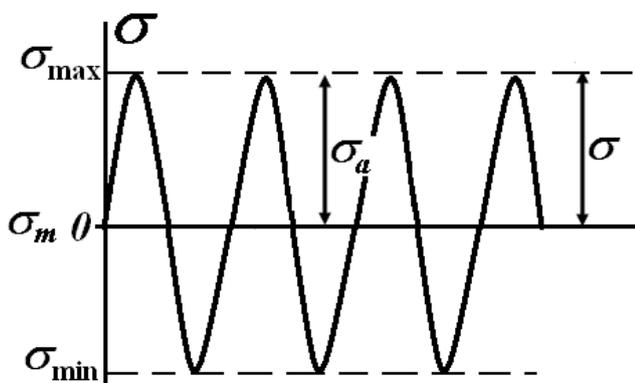


Рисунок 4.5.

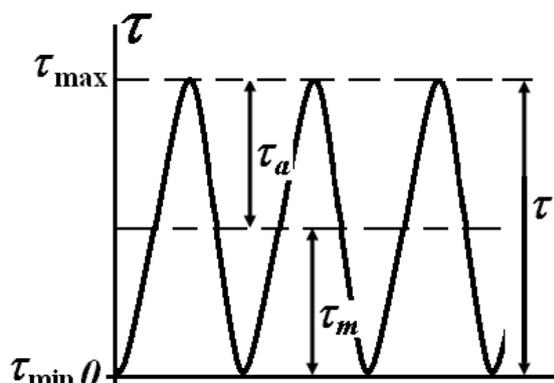


Рисунок 4.6.

Амплитуда и среднее значение номинальных напряжений изгиба определяются по формулам

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (4.16)$$

Аналогично, заменив в формулах (4.16) определения σ на τ , вычисляют характеристики напряжений при кручении:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}, \quad \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}.$$

При расчёте соответствующих напряжений характеристики сечений W_O и W_P рассчитывают с учётом ослабления вала шпонками, шлицами и т.д. Для вала сплошного сечения при диаметре d

$$W_O = \frac{\pi d^3}{32}, \quad W_P = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (4.17)$$

В сечении сплошного вала при наличии шпоночного паза (Рисунок 5.2, Таблица 5.1) ослабление отображается в следующих формулах

$$W_O = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d}, \quad W_P = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d}, \quad (4.18)$$

где b - ширина шпоночного паза, t_1 - глубина паза на валу.

Таблица 4.2.

Напряжённое состояние	Материал	Значение ε при диаметре вала, мм			
		30	40	50	70
Изгиб	Углеродистая сталь	0,88	0,85	0,81	0,76
Изгиб, кручение для всех видов стали	Высокопрочная легированная сталь	0,77	0,73	0,70	0,65

Таблица 4.3.

σ_B , МПа	K_σ для валов со шпонками	K_τ для валов со шпонками
500	1,6	1,4
600	1,75	1,5
700	1,9	1,7
800	2,05	1,9
900	2,2	2,0
1000	2,3	2,2

Таблица 4.4.

Вид упрочнения	Образец с концентрацией напряжений
Закалка ТВЧ углеродистых и легированных сталей	1,5...2,5
Азотирование при глубине слоя 0,1...0,4 мм	1,3...2,0
Цементация при толщине слоя 0,2...0,6 мм	1,2...2,0

Коэффициенты $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ определяются по формулам

$$K_{\sigma D} = \frac{1}{K_V} \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon} + K_F - 1 \right), \quad K_{\tau D} = \frac{1}{K_V} \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} + K_F - 1 \right), \quad (4.19)$$

где ε - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (Таблица 4.2); K_F - коэффициент влияния шероховатости поверхности (для шлифованной поверхности $K_F=1$); K_V - коэффициент влияния упрочнения, который вводится для валов с поверхностным упрочнением (Таблица 4.4); K_{σ} , K_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации напряжений (при наличии галтели, выточки, поперечного отверстия, шпоночной канавки, для шлицевых валов) (Таблица 4.3).

После определения всех коэффициентов, вычисления параметров циклических напряжений рассчитывают коэффициент запаса n и сравнивают с допустимым $[n]=1,5...2,5$. Часто к валу выдвигают повышенные требования по жёсткости. К таким валам относятся, например, валы коробок скоростей, валы скоростных ступеней редукторов. В таких случаях $[n] \geq 2,5...3$.

Соппротивление усталости валов в ряде случаев может быть существенно повышено за счёт технологического упрочнения материала вала путём химико-термической обработки (азотирования, цементации, цианирования), поверхностной закалки, наклепа поверхностного слоя, обкатки роликами. Эффективность поверхностного упрочнения зависит от правильности технологии обработки.

В качестве материала для изготовления прямых валов и осей для средних нагрузок используют в основном сталь углеродистую (преимущественно марок 30, 40, 45 и 50), а для тяжело нагруженных валов и осей - легированную (марок 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 30ХГС и 18ХНВА), применяемую главным образом в виде проката или поковок и значительно реже в виде стального литья. Углеродистую сталь подвергают нормализации. Неответственные и малонапряжённые валы и оси, а также трансмиссионные валы можно изготавливать из стали марок Ст3, Ст4 и Ст5.

5. РАСЧЁТ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ-СТУПИЦА

Соединение вал-ступица зубчатых и червячных колёс относится к соединениям деталей, охватывающих одна другую. При установлении колёс на валах необходимо обеспечить надёжное крепление колеса на валу и передачу крутящего момента от колеса к валу или от вала к колесу, для чего служат шпоночные и шлицевые соединения.

5.1. РАСЧЁТ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

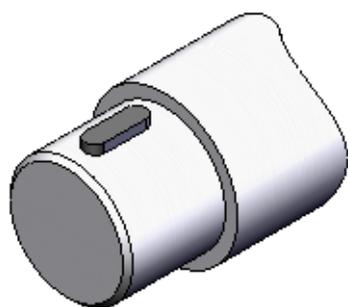


Рисунок 5.1.

В большинстве случаев в редукторах для крепления колёс и муфт на валах используют не напряжённые призматические шпонки (на Рисунке 5.1 показано часть вала со шпонкой). Шпонка не допускает относительного поворота или перемещения соединённых деталей, при этом передаёт крутящий момент от вала к ступице или наоборот. Материал шпонок – сталь 45 или Ст6 с границей прочности $\sigma_B = 590 \dots 750$ МПа.

Призматические шпонки имеют прямоугольное сечение с высотой h и шириной b с соотношением от $h/b = 1:1$ для валов малых диаметров до $h/b = 1:2$ для валов больших диаметров. Концы шпонок могут быть округлёнными (Рисунок 5.3, а), или плоскими (Рисунок 5.3, б). Рабочими у призматической шпонки являются боковые, более узкие грани. Шпонку врезают в вал на глубину t_1 (шпоночный паз в валу), и в ступицу на глубину t_2 (шпоночный паз в ступице). Между верхней горизонтальной поверхностью шпонки и поверхностью ступицы есть зазор, чем и объясняется соотношение $t_1 + t_2 > h$ (Рисунок 5.2).

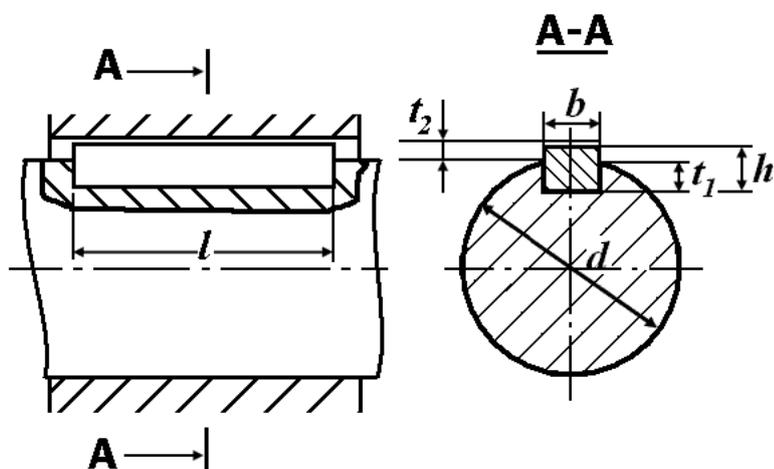


Рисунок 5.2.

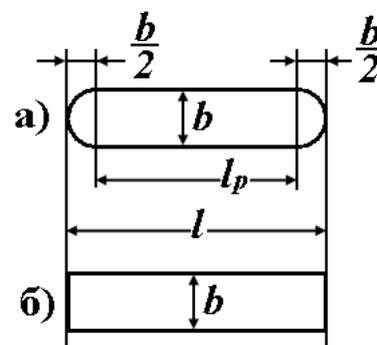


Рисунок 5.3.

Основным расчётом для призматических шпонок является условный расчёт на смятие при допущении равномерного распределения давления по поверхности контакта боковых граней шпонки с валом и ступицей. Напряжение $\sigma_{\text{СМ}}$ в шпоночном соединении на выходном валу определяется по формуле (вместо общего обозначения для диаметра вала d в формулах используется обозначение диаметра выходного вала под зубчатым колесом - $d_{\text{К}}^{\text{В}}$)

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2 \cdot T_3}{d_{\text{К}}^{\text{В}} \cdot l_{\text{П}} \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{СМ}}]. \quad (5.1)$$

Проверочным дополнительным расчётом выступает определение напряжения среза $\tau_{\text{СР}}$ в горизонтальной плоскости, разделяющей вал и ступицу:

$$\tau_{\text{СР}} = \frac{2 \cdot T_3}{d_{\text{К}}^{\text{В}} \cdot b \cdot l_{\text{П}}} \leq [\tau_{\text{СР}}]. \quad (5.2)$$

В приведенных формулах (5.1) и (5.2) T_3 - крутящий момент, передаваемый соединением, Н·м; $l_{\text{П}}$ - рабочая длина шпонки, мм, которая для шпонки с закруглёнными концами $l_{\text{П}} = l - b$, а с плоскими $l_{\text{П}} = l$ (l - длина шпонки). Длина шпонки зависит от длины ступицы, как правило, её принимают на 5...10 мм меньше.

Таблица 5.1.

Диаметр вала $d_{\text{К}}^{\text{В}}$, мм	Сечение шпонки		Интервал длин l , мм	Глубина паза	
	b , мм	h , мм		t_1 , мм	t_2 , мм
Более 12 до 17	5	5	10...56	3	2,3
— — 17 до 22	6	6	14...70	3,5	2,8
— — 22 до 30	8	7	18...90	4	3,3
— — 30 до 38	10	8	22...110	5	3,3
— — 38 до 44	12	8	28...140	5	3,6
— — 44 до 50	14	9	36...160	5,5	3,8
— — 50 до 58	16	10	45...180	6	4,3
— — 65 до 75	18	11	50...200	7	4,4
— — 75 до 85	20	12	56...220	7,5	4,9

Допустимое напряжения в неподвижных шпоночных соединениях общего машиностроения при спокойном нагружении предлагается при-

нимать: на смятие при стальной ступице $[\sigma_{CM}] = 80 \dots 150$ МПа; на срез - $[\tau_{CP}] = 60 \dots 90$ МПа. Эти допустимые значения снижаются при работе со слабыми толчками на 1/3, а при ударном нагружении – на 2/3. Если условие расчёта не выполняется, то вторую шпонку устанавливают под углом 120° к первой шпонке или заменяют соединение шлицевым.

Шпонки всех основных типов стандартизированы и их размеры выбирают по ГОСТ 23360-78.

5.2. РАСЧЁТ ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

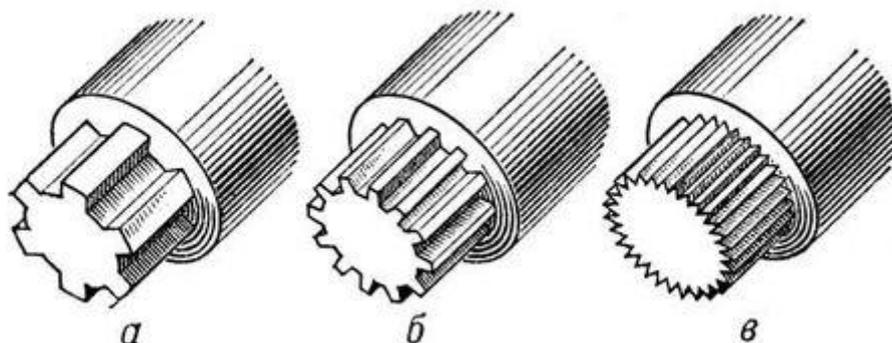


Рисунок 5.4.

Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными имеют более высокую нагрузочную способность, создают меньшую концентрацию напряжений в валах, поэтому обеспечивают более высокую выносливость последних, позволяют лучше центрировать детали на валах, более удобны для массового и серийного производства. Из-за указанных причин шлицевые соединения можно рассматривать как определённую альтернативу шпоночным. Шлицевые соединения выполняют с прямобочным (Рисунок 5.4, а), эвольвентным (Рисунок 5.4, б) и треугольным (Рисунок 5.4, в) профилем. Для тяжело нагруженных соединений наиболее распространены прямобочные соединения.

Для КОМ пожарного автомобиля используют шлицевой вал с прямобочным профилем, для которого вместе с втулкой на Рисунке 5.5 показаны сечение и внешний вид.

За номинальный диаметр соединения принимают его внешний диаметр, в зависимости от которого определяют размеры шлицевого соединения по ГОСТ 1139-80.

Шлицевые соединения ломаются вследствие повреждения рабочих поверхностей зубьев: смятия, износа, фреттинг-коррозии, заедания и вследствие излома шлицевых валов и зубьев. Смятие и износ в этом случае связаны с одним параметром – напряжением смятия σ_{CM} . Это

позволяет рассматривать σ_{CM} как обобщённый критерий расчёта на смятие и на износ. Такой расчёт называется упрощённым расчётом по обобщённому критерию.

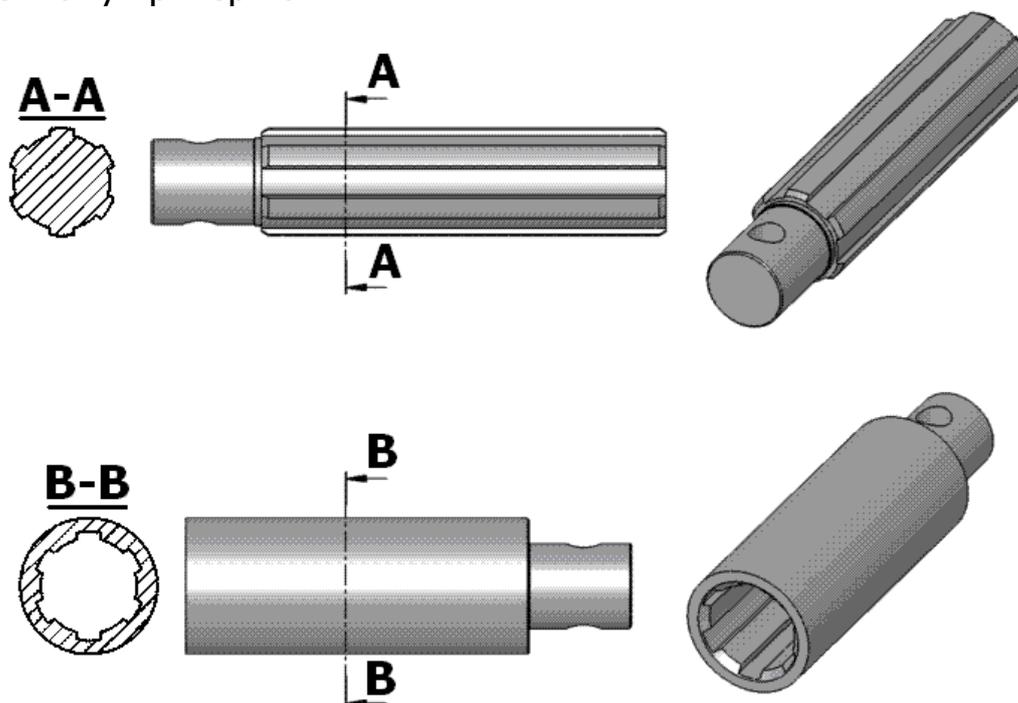


Рисунок 5.5.

Расчёт шлицевого соединения выполняют как проверочный (по напряжениям смятия) по формуле (соответствующие определения приведены на Рисунке 5.6)

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot T_3}{d_{CP} \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi'} \quad (5.3)$$

где T_3 - крутящий момент, передающийся соединением, Н·мм; d_{CP} - средний диаметр шлицевого соединения, $d_{CP} = \frac{D+d}{2}$, мм; D - внешний диаметр, мм; d - внутренний диаметр, мм; z - количество шлицев; h - высота поверхности контакта зубьев, $h = \frac{D-d}{2} - 2 \cdot f$ мм; l - длина поверхности контакта зубьев, мм; f - высота фаски шлица, мм (удвоенное значение обусловлено наличием фаски на валу и на втулке); $\psi = 0,7 \dots 0,8$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагружения между шлицами. По условию использования переменных в указанных размерностях напряжение σ_{CM} имеет размерность МПа.

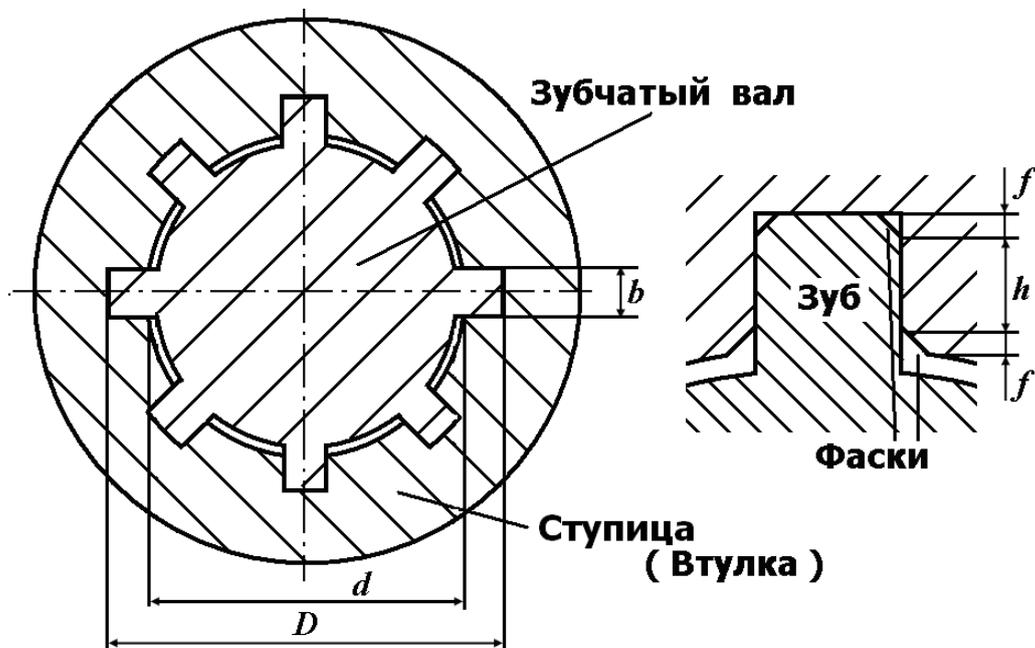


Рисунок 5.6.

Размеры и количество зубьев шлицевых соединений стандартизированы, определяются по Таблице 5.2.

Таблица 5.2.

$z \times d \times D$	z	d	D	b	f
Средняя серия					
6×23×28	6	23	28	6	0,3
6×26×32	6	26	32	6	0,4
6×28×34	6	28	34	7	0,4
8×32×38	8	32	38	6	0,4
8×36×42	8	36	42	7	0,4
8×42×48	8	42	48	8	0,4
8×46×54	8	46	54	9	0,5
8×52×60	8	52	60	10	0,5
8×56×65	8	56	65	10	0,5
8×62×72	8	62	72	12	0,5
10×72×82	10	72	82	12	0,5
10×82×92	10	82	92	12	0,5

Допустимое напряжения смятия $[\sigma_{CM}]$ для шлицевых соединений определяются по условию эксплуатации и принимается $[\sigma_{CM}] = 50$ МПа.

6. РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

При курсовом проектировании механических передач в качестве опор вращающихся деталей используют стандартные подшипники качения. При выборе подшипников необходимо принять во внимание не только конструктивные, но и экономические соображения. При внутреннем диаметре $d < 55 \dots 60$ мм одними из самых дешёвых являются радиальные однорядные шариковые, благодаря чему они стали наиболее распространёнными. Но замена этих подшипников более дорогими роликовыми часто позволяет существенно уменьшить размеры и массу опорного узла или увеличить промежуток времени между заменами подшипников.

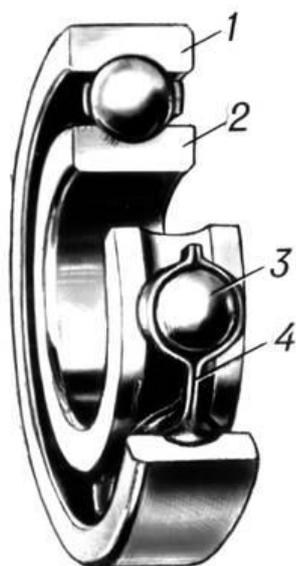


Рисунок 6.1.

Рассмотрим на примере радиального однорядного шарикового подшипника (Рисунок 6.1) его общую структуру. Подшипники качения состоят из двух колец (внешнего (1) и внутреннего (2)), тел качения различной формы (шарики, ролики, иголки) (3) и сепаратора (4) (может отсутствовать в некоторых типах подшипников), который отделяет тела качения одно от другого, удерживает их на равном расстоянии и направляет их движение.

Подшипники качения работают преимущественно на трение качения, поэтому в сравнении с подшипниками скольжения уменьшаются потери энергии на трение и износ. Открытые подшипники чувствительны к проникновению посторонних тел, что может привести до их быстрого разрушения.

Основные условные обозначения для подшипников с диаметром отверстия более 10 мм, кроме подшипников с диаметрами отверстий 22, 28, 32 и 500 мм, имеют следующий вид:

X	XX	X	X	XX
5	4	3	2	1

1. Определяет диаметр отверстия, два знака. Число, умноженное на пять, даёт величину внутреннего диаметра, например, $08 \times 5 = 40$ мм или $23 \times 5 = 115$ мм;
2. Серия диаметров, один знак, 8, 9 – сверхлёгкая, 1 – особенно лёгкая, 2 – лёгкая, 3 – средняя, 4 – тяжёлая, 5 – лёгкая широкая, 6 – средняя широкая;

3. Тип подшипника, один знак, например:

- 0 – радиальный шариковый;
- 6 – радиально-упорный шариковый;
- 7 – роликовый конический;

4. Конструктивное выполнение, два знака, обозначают цифрами от 00 до 99;

5. Размерная серия (серия ширины или высоты), один знак.

Следует заметить, что крайние нули слева в обозначении отбрасываются, например, маркировка подшипника 0406 превращается в 406. Если последняя цифра слева отличается от нуля, а после неё они стоят, в этом случае все цифры сохраняются.

Слева и справа ставят ещё дополнительные обозначения, которые отображают конструктивные особенности, материал деталей, класс точности и т.п.

Силы, нагружающие подшипник, разделяют на: радиальную, действующую в направлении, перпендикулярном к его оси; осевую, действующую в направлении, параллельном оси подшипника. Именно соотношение между этими силами в своём большинстве обуславливает выбор подшипника того или иного типа.

Таблица 6.1.

Тип подшипника	Радиальные шариковые однорядные	Радиально-упорные шариковые однорядные	Роликовые конические
Радиальное нагружение	Удовлетворительно	Удовлетворительно	Хорошо
Осевое нагружение	Удовлетворительно	Удовлетворительно	Хорошо
Комбинированное нагружение	Удовлетворительно	Хорошо	Отлично
Несоосность отверстий	Неудовлетворительно	Неудовлетворительно	Неудовлетворительно
Угловой перекос	Неудовлетворительно	Неудовлетворительно	Неудовлетворительно
Осевое смещение	Не предназначен	Не предназначен	Не предназначен
Высокая скорость вращения	Отлично	Хорошо	Удовлетворительно
Шумность	Отлично	Хорошо	Удовлетворительно

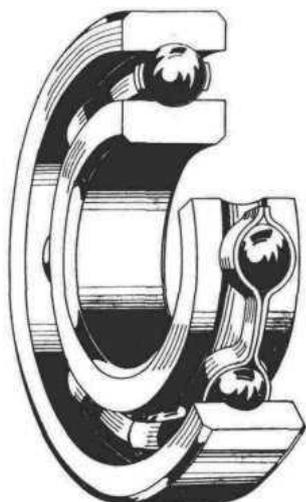


Рисунок 6.2.

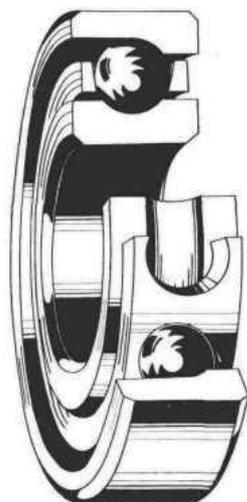


Рисунок 6.3.

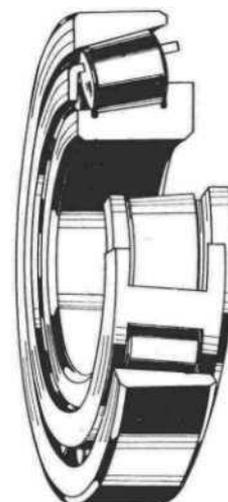


Рисунок 6.4.

Радиальные шариковые однорядные (Рисунок 6.2) воспринимают как радиальное, так и ограниченное двустороннее осевое нагружение. Радиально-упорные шариковые (Рисунок 6.3) или роликовые конические (Рисунок 6.4) используют для восприятия комбинированного (радиального и осевого) или только осевого нагружения. Характерные особенности (возможность восприятия определённого нагружения или конструктивных погрешностей и оценка этой возможности) подшипников указанных типов приведены в Таблице 6.1.

Расчёт подшипников, как это принято, проводят по критерию динамической грузоподъёмности C и статической грузоподъёмности C_0 , а подшипников, вращающихся с частотой $n < 1$ об/мин, - только по критерию C_0 . Правильный выбор подшипников по динамической грузоподъёмности предотвращает выкрашивание от усталости рабочих поверхностей беговых дорожек колец и тел качения при заданном ресурсе и 90% вероятности безотказной работы. Вследствие того, что предварительно подшипники выбраны из конструктивных соображений (по диаметрам соответствующих ступеней вала), необходимо выполнить проверочный расчёт с целью определения ресурса выбранного подшипника для заданных условия эксплуатации и сравнения с заданным по требованиям работы КОМ.

Расчёт проводят для подшипников, которые являются опорами выходного вала, что обуславливает введение индекса Z в используемых для расчётов переменных. Долговечность подшипника определяют в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \left(\frac{C}{P} \right)^m, \quad (6.1)$$

где L_h - долговечность, час.; n_3 - частота вращения кольца подшипника, об/мин, C - динамическая грузоподъёмность подшипника, Н; P - эквивалентная (приведенная) расчётная нагрузка на подшипник, Н; m - показатель степени, $m=3$ для шарикоподшипников, $m=\frac{10}{3}$ для роликоподшипников.

Для однорядных радиальных шарикоподшипников, радиально-упорных шарико- и роликоподшипников P определяется по формуле

$$P = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_\delta \cdot K_T, \quad (6.2)$$

где R_r - радиальная нагрузка на подшипник, Н; R_a - осевая нагрузка на подшипник, Н; X - коэффициент радиальной нагрузки; Y - коэффициент осевой нагрузки; V - коэффициент вращения, $V=1$ при вращении внутреннего кольца, $V=1,2$ при вращении внешнего кольца; K_δ - коэффициент безопасности; K_T - температурный коэффициент. Приведенная формула определяет влияние и значимость осевой нагрузки. При условии относительной малости последней в сравнении с радиальной, расчёт проводится только по радиальной. Это приводит к $X=1$, $Y=0$. При относительном увеличении осевой нагрузки её влиянием невозможно пренебрегать, что учитывается коэффициентом Y , подлежащим расчёту, при этом $X=0,56$.

Для косозубой передачи оба радиальных шариковых однорядных подшипника воспринимают осевую нагрузку R_a , которая равняется осевой силе F_a в зубчатом зацеплении. Расчёт, схема которого приведена ниже, проводится для двух подшипников, которые, по нашей классификации, являются опорами А и В.

1. Для выбранного подшипника определяются:

- по предварительным расчётам (Раздел 4.1) радиальная нагрузка R_r для конкретной опоры (R_A или R_B);
- по предварительным расчётам (Раздел 4.1) осевая нагрузка $R_a = F_a$, считающаяся одинаковой для обоих подшипников;
- по Таблице 6.5 грузоподъёмность: динамическая C и статическая C_0 ;
- показатель степени m для соответствующего типа подшипника;
- коэффициент вращения V ;
- коэффициент безопасности K_δ (Таблица 6.2);

- температурный коэффициент K_T (Таблица 6.3).

Таблица 6.2.

Характер нагружения на подшипники	K_δ
Спокойное нагружение без толчков	1
Лёгкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% номинальной расчётной нагрузки	1...1,2
Умеренные толчки. Вибрационная нагрузка. Кратковременные перегрузки до 150% номинальной расчётной нагрузки	1,3...1,5
То же самое, в условиях повышенной надёжности	1,5...1,8
Нагружение со значительными толчками и вибрацией. Кратковременные перегрузки до 200% номинальной расчётной нагрузки	1,8...2,5
Нагружение с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300% номинальной расчётной нагрузки	2,5...3

Таблица 6.3.

Рабочая температура подшипника, °C, до	100	125	150	175	200	225	250
K_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

2. Определяем относительную нагрузку $\frac{F_a}{C_0}$, для которой находимо соответствующий вспомогательный коэффициент e (Таблица 6.4).

Таблица 6.4.

$\frac{F_a}{C_0}$	0,014	0,028	0,056	0,084	0,11	0,17	0,28	0,42	0,56
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
$\frac{F_a}{V \cdot R_r} \leq e, X = 1, Y = 0.$									
$\frac{F_a}{V \cdot R_r} > e, X = 0,56.$									
Y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00

3. Определяем $\frac{F_a}{V \cdot R_r}$ и сравниваем с e .

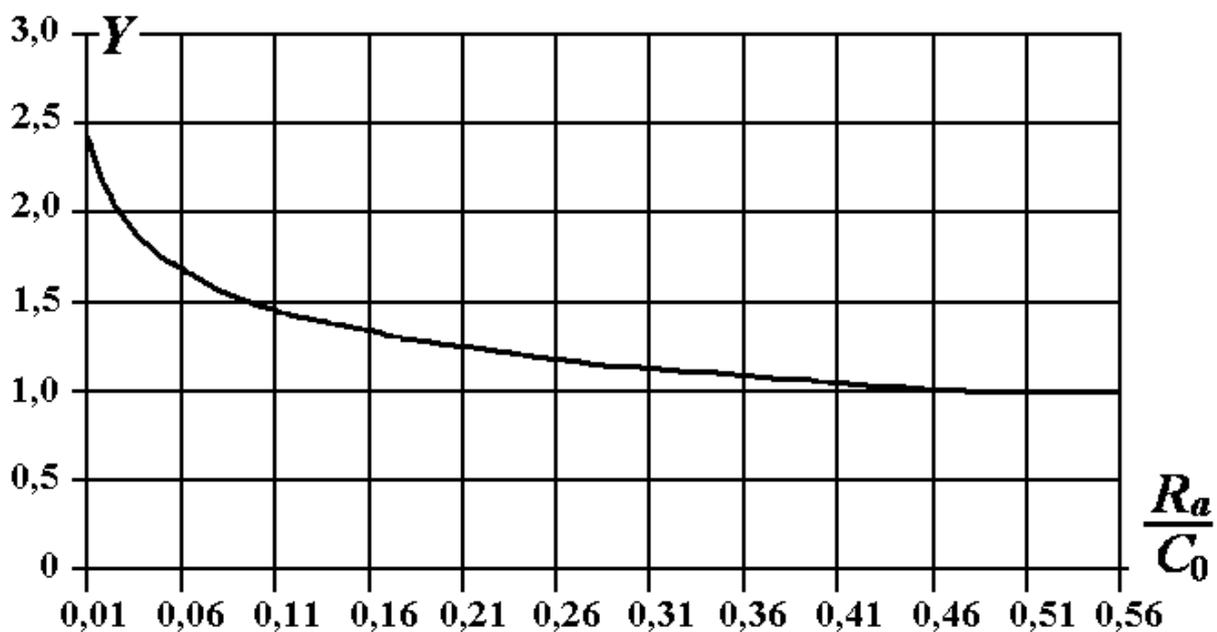


Рисунок 6.5.

По результатам сравнения определяем X и Y , причём Y соответствует найденному соотношению $\frac{F_a}{C_0}$. Как вспомогательным, для определе-

ния искомого коэффициента Y , можно воспользоваться графиком, приведенным на Рисунке 6.5 (напоминаем, что $R_a = F_a$).

4. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку P , Н.

5. Проводим расчёт базовой долговечности L_h , час.

В случае, когда подшипник не удовлетворяет требованиям долговечности, его необходимо заменить на подшипник более тяжёлой серии диаметров (например, 308 на 408). Из-за других габаритных размеров подшипника это приведёт к изменениям в компоновке вала.

На Рисунках 6.6-6.8 показаны сечения подшипников с указанием определённых размеров. В Таблицах 6.5-6.8 показаны в соответствии с ГОСТ 8338-75, ГОСТ 831-75, ГОСТ 333-79 основные размеры.

Радиальные шариковые однорядные (Рисунок 6.6) имеют следующие габаритные и установочные размеры, расчётные значения (Таблица 6.5, в которой через косую линию приводятся данные соответственно для средней и тяжёлой серий).

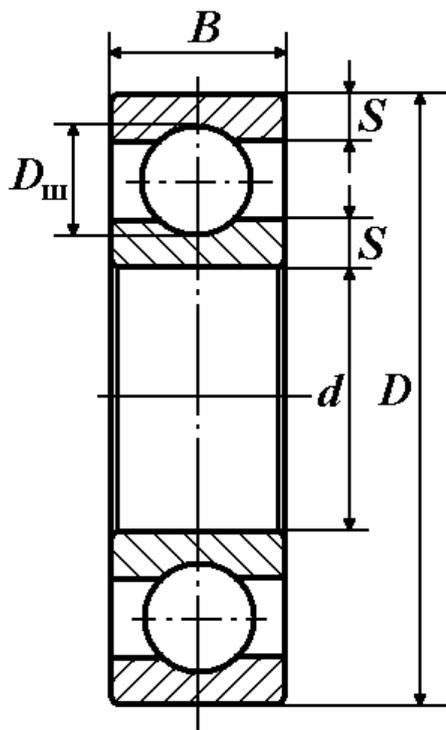


Рисунок 6.6.

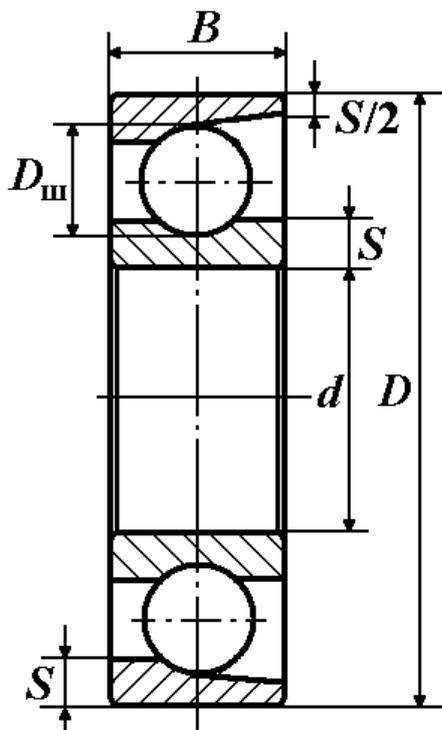


Рисунок 6.7.

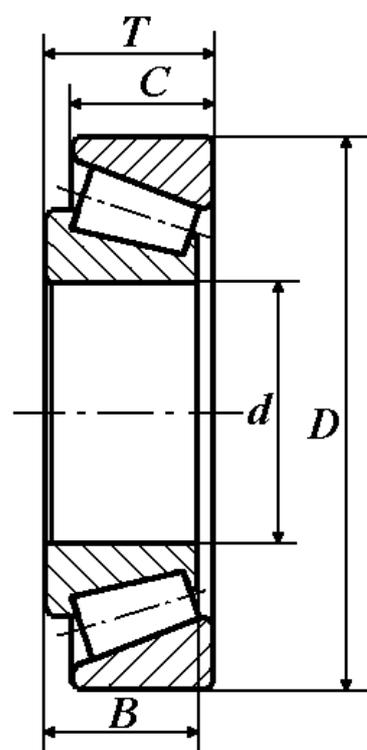


Рисунок 6.8.

Таблица 6.5.

Условное обозначение	d , мм	D , мм	B , мм	Грузоподъёмность	
				Динамическая C , Н	Статическая C_0 , Н
Средняя серия диаметров 3 / Тяжёлая серия диаметров 4					
305 / 405	25	62 / 80	17 / 21	17600 / 29200	11600 / 20800
306 / 406	30	72 / 90	19 / 23	22000 / 37200	15100 / 27200
307 / 407	35	80 / 100	21 / 25	26200 / 43600	17900 / 31900
308 / 408	40	90 / 110	23 / 27	31900 / 50300	22700 / 37000
309 / 409	45	100 / 120	25 / 29	37800 / 60400	26700 / 46400
310 / 410	50	110 / 130	27 / 31	48500 / 68500	36300 / 53000
311 / 411	55	120 / 140	29 / 33	56000 / 78700	42600 / 63700
312 / 412	60	130 / 150	31 / 35	64100 / 85600	49400 / 71400
313 / 413	65	140 / 160	33 / 37	72700 / 92600	56700 / 79600
314 / 414	70	150 / 180	35 / 42	81700 / 113000	64500 / 107000
315 / -	75	160 / -	37 / -	89000 / -	72800 / -
316 / 416	80	170 / 200	39 / 48	96500 / 128000	81700 / 127000

Для предотвращения вертикального смещения вторичного вала относительно первичного (Рисунок 1.4) необходима фиксация соосности валов при помощи радиального однорядного подшипника, который выбирается по Таблице 6.6.

Таблица 6.6.

Условное обозначение	d , мм	D , мм	B , мм	Грузоподъёмность	
				Динамическая C , Н	Статическая C_0 , Н
Лёгкая серия диаметров 2					
201	12	32	10	4780	2700
202	15	35	11	5970	3540
203	17	40	12	7520	4470

Радиально-упорные шариковые однорядные (Рисунок 6.7) имеют следующие габаритные и установочные размеры, расчётные значения (Таблица 6.7, выполнение 46000).

Таблица 6.7.

Условное обозначение	d , мм	D , мм	B , мм	Грузоподъёмность	
				Динамическая C , Н	Статическая C_0 , Н
Средняя серия диаметров 3					
46304	20	52	15	14000	9170
46305	25	62	17	21100	14900
46306	30	72	19	25600	18700
46307	35	80	21	33400	25200
46308	40	90	23	39200	30700
46309	45	100	25	48100	37700
46310	50	110	27	56300	44800
46311	55	120	29	68900	57400
46312	60	130	31	78800	66600
46313	65	140	33	89000	76400
46314	70	150	35	100000	87000

Для указанных подшипников толщина колец S , мм, и диаметр шарика D_{III} , мм, определяется по следующим формулам

$$D_{III} \approx 0,3(D - d), \quad S = \frac{D_{III}}{2} \approx 0,15(D - d). \quad (6.3)$$

Роликовые конические (Рисунок 6.8) имеют следующие габаритные и установочные размеры, расчётные значения (Таблица 6.8, выполнение 7000).

Таблица 6.8.

Условное обозначение	d , мм	D , мм	Ширина $B / c / T$, мм	Грузоподъёмность	
				Динамическая C , Н	Статическая C_0 , Н
Средняя серия диаметров 3					
7305	25	62	17 / 15 / 18,25	29600	20900
7306	30	72	19 / 17 / 20,75	40000	29900
7307	35	80	21 / 18 / 22,75	48100	35300
7308	40	90	23 / 20 / 25,25	61000	46000
7309	45	100	26 / 22 / 27,25	76100	59300
7310	50	110	29 / 23 / 29,25	96600	75900
7311	55	120	29 / 25 / 31,50	102000	81500
7312	60	130	31 / 27 / 33,50	118000	96300
7313	65	140	33 / 28 / 36,00	134000	111000
7314	70	150	37 / 30 / 38,00	168000	137000

7. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОМ

В проектируемых приводах колёса редукторов имеют относительно небольшие диаметры, их изготавливают из круглого проката или поковок. Зубчатое колесо состоит из обода, диска, ступицы (Рисунок 7.1). Ступицу колёс цилиндрических редукторов размещают симметрично относительно обода.

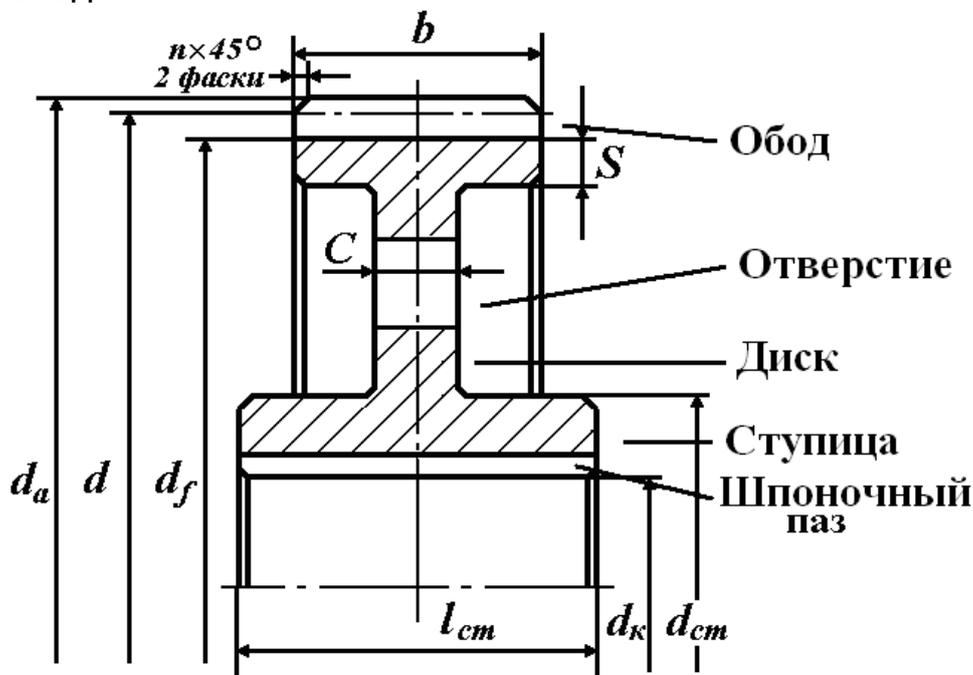


Рисунок 7.1.

Из предварительных расчётов (Разделы 2.1, 3) нами определены (расчитаны) следующие параметры:

- диаметры зубчатых колёс - делительные d , мм, (2.9); вершин зубьев d_a , мм, (2.10); впадин зубьев d_f , мм, (2.10);
- диаметры выходного вала – d_B , мм, (3.3); в месте под зубчатым колесом d_{KB}^B , мм;
- диаметры промежуточной оси - d_O , мм; в месте под зубчатым колесом d_{KO}^O , мм;
- диаметр ступицы (для колеса на валу и оси) - d_{CT}^B , мм, (3.4); d_{CT}^O , мм, (3.6);
- длина ступицы (для колеса на валу и оси) - l_{CT}^B , мм, (3.5); l_{CT}^O , мм.

Ширина венца b_2 , мм, и b_3 , мм, известна из исходных данных.

На Рисунке 7.1 показаны размеры основных элементов зубчатых колёс. Для колёс диаметром меньше 400 мм:

$$S = 2,2m + 0,05b = (2...3)m, \text{ мм}; \quad C = (0,2...0,4)b, \text{ мм}. \quad (7.1)$$

При необходимости на диске могут быть сделаны 4...6 отверстий, что уменьшает массу колеса и удовлетворяет определенным технологическим требованиям. Диаметр отверстия $d_{\text{ОТВ}} \geq 25$ мм, центр отверстия приблизительно находится посередине между внешней поверхностью ступицы и внутренней поверхностью обода. На торцах зубьев есть фаски размером $f = (0,7...0,8)m$ с углом $\alpha_{\text{Ф}} = 45^\circ$.

В колёсах дисковой конструкции симметричное относительно обода колеса размещение диска не является обязательным. Размещение диска у одного из торцов ступицы позволяет в некоторых случаях существенно уменьшить распределение нагружения по ширине венца, а также упрощает технологию изготовления.

Для колёс небольшого диаметра толщина диска равняется ширине зубчатого венца.

7.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛА

Конструкция ступеней вала зависит от типа и размеров установленных на них деталей (зубчатых колёс, подшипников, муфт) и способов закрепления этих деталей в окружном и осевом направлениях. Способы осевой фиксации рассмотрены в соответствующих разделах для конкретных деталей. Окружное закрепление колёс, муфт и подшипников проводится посадками, шпоночными соединениями и соединениями с натягом.

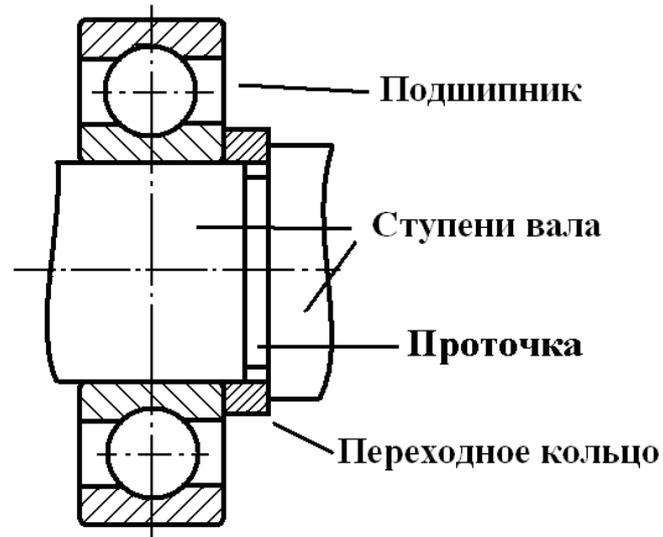


Рисунок 7.2.

Переходной участок вала между двумя смежными ступенями разных диаметров выполняют: а) галтелью радиуса r (галтель – поверхность плавного перехода от меньшего сечения до большего), которая уменьшает концентрацию напряжений в местах перехода; б) канавкой шириной $b_{\text{К}}$ с закруглением для выхода шлифовального инструмента в случае чистовой обработки.

Канавки для выхода шлифовального круга вызывают более высокую концентрацию напряжений, чем галтели. При необходимости уменьшения диаметра вала выполняется переход с проточкой, а между подшип-

ником и упором устанавливается переходное кольцо (Рисунок 7.2). Также между подшипником и колесом устанавливается распорная втулка.

7.2. СОЕДИНЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС С ВАЛАМИ

Для соединения валов с деталями, передающими крутящий момент (колёсами, муфтами), используют шпонки и посадки с натягом. В индивидуальном и малосерийном производстве используют главным образом призматические шпонки. Длину шпонки выбирают из стандартного ряда так, чтобы она была меньше длины ступицы зубчатого колеса. Сечение шпонки ($b \times h$) выбирается в соответствии с диаметром ступени вала (в нашем проекте это d_K^B) по Таблице 5.1. На чертеже должен быть показан шпоночный паз (при виде со стороны) или проекция шпонки (при виде сверху).

7.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Конструктивное оформление подшипниковых узлов (опор) редуктора зависит от типа подшипников, схемы их установки, вида закрепления редукторной пары и способа смазки подшипников и колёс.

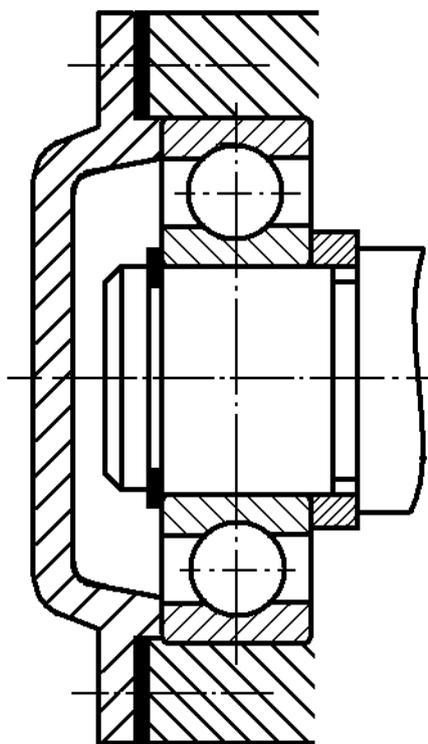


Рисунок 7.3.

Основой подшипникового узла является подшипник. Также в комплект деталей указанного узла могут входить детали крепления колец подшипников на валу и в корпусе; крышки и компенсаторные кольца; стаканы; уплотнения (внешние и внутренние); регулирующие устройства.

Плавающие валы устанавливают на плавающие опоры. В качестве последних используют радиальные шариковые, роликовые или игольчатые подшипники. В этой опоре внутреннее кольцо подшипника зафиксировано на валу и осевое перемещение вала происходит за счёт скольжения в контакте внешнего кольца подшипника и корпуса. Закрепление проводится за счёт установочных гаек (наилучший способ крепления), торцовыми шайбами (Рисунок 7.3), пружинными шайбами, дистанционными втулками.

Для валов используют различные конструктивные схемы закрепления, основанные на применении фиксирующих и плавающих опор, например, одну из опор делают фиксирующей, а вторую - плавающей. В зависимости от величины нагружения фиксирующая опора может состоять из одного подшипника типа 0000 – радиального шарикового однорядного, типа 1000 – радиального двухрядного сферического, типа 3000 – роликового радиального двухрядного сферического, который воспринимает осевую нагрузку в произвольном направлении; с двумя подшипниками, каждый из которых воспринимает осевую нагрузку одного направления; с двумя или тремя подшипниками, один из которых воспринимает осевую нагрузку, а остальные – только осевую. Плавающая опора компенсирует погрешности изготовления и температурные деформации вала и корпуса, поэтому указанный вариант размещения опор может быть применён без ограничений на расстояния между опорами.

В нашем проекте для выходного вала предлагается опору А считать фиксированной, опору В - плавающей.

На промежуточной оси устанавливаются два радиально-упорных, или роликовых конических подшипника по схеме «враспор» (для первых направление скосов на внешнем кольце, а для вторых выступ внутреннего кольца – в середину) или «врастяжку» (наоборот, для первых направление скосов на внешнем кольце, а для вторых выступ внутреннего кольца – наружу).

На сборочных чертежах рабочего проекта стандартами ЕСКД рекомендуется ряд деталей изображать упрощённо, в том числе подшипники качения. В учебных проектах такие упрощения недопустимы. В связи с этим подшипники показывают в разрезе, но при этом сепараторы не показывают.

7.4. КРЕПЛЕНИЕ КРЫШЕК

Для герметизации подшипниковых узлов редуктора, осевой фиксации подшипников и восприятия осевой нагрузки используют крышки, которые изготавливаются двух типов – торцовые и врезные. Торцовые крышки представляют стандартное изделие и изготавливаются для двух диапазонов диаметров: 1) от 47 до 100 мм - в соответствии с ГОСТ 13219.1 «Крышки торцовые глухие низкие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры» и в соответствии с ГОСТ 13219.3 «Крышки торцовые глухие высокие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры»; 2) от 110 до 400 мм - в соответствии с ГОСТ 13219.2 «Крышки торцовые глухие низкие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры» и в соответствии с ГОСТ 13219.4 «Крышки

торцовые глухие высокие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры».

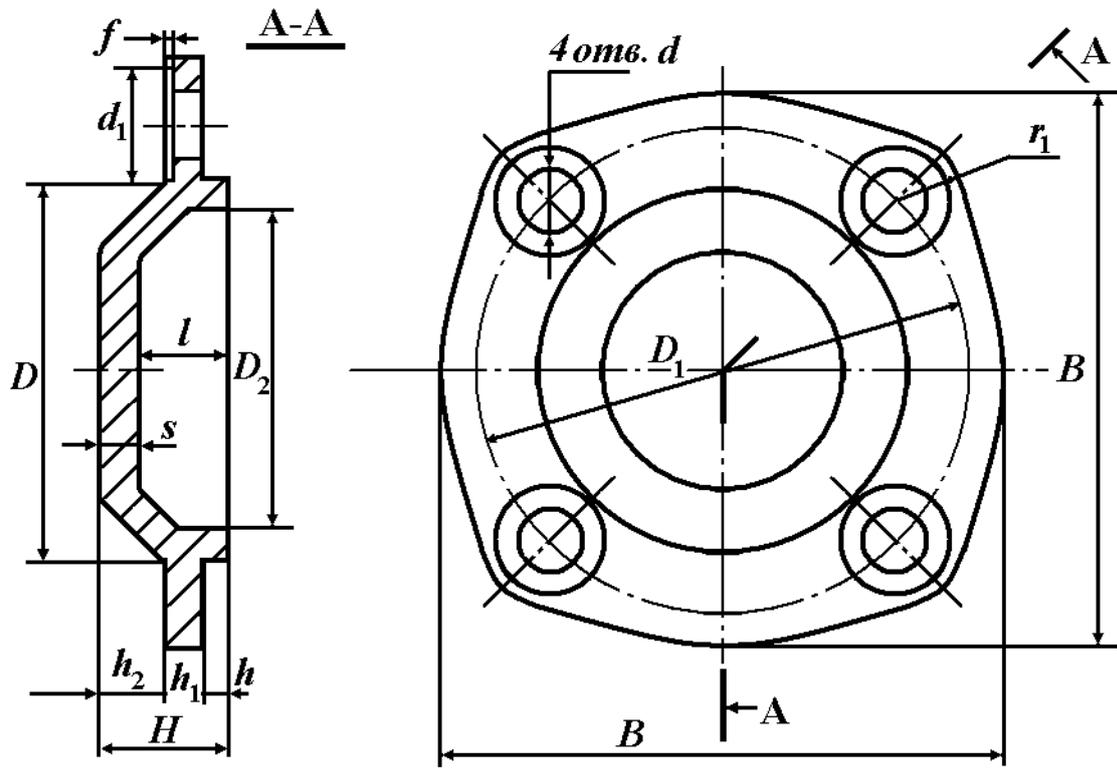


Рисунок 7.4.

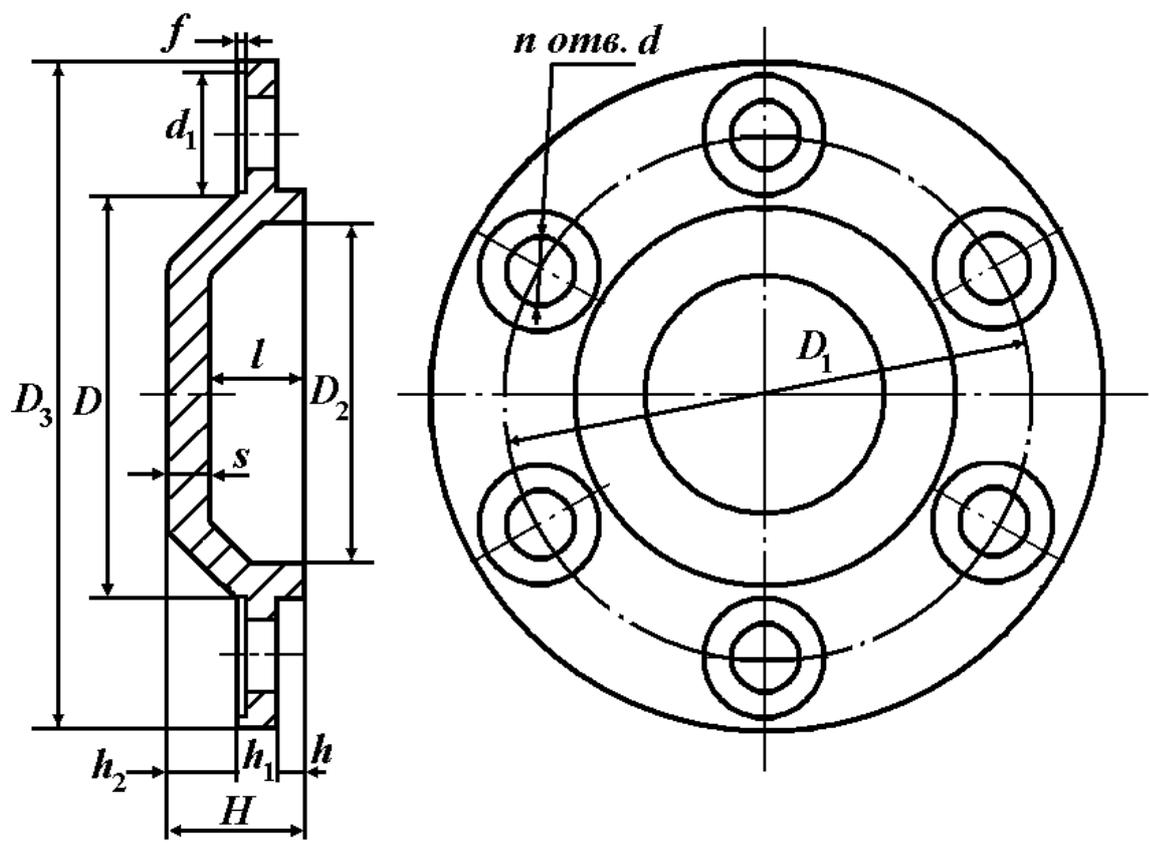


Рисунок 7.5.

На Рисунке 7.4 показан внешний вид (в двух проекциях) торцовой крышки при диаметре от 62 до 100 мм (для диаметров 47 мм та 52 мм внешне крышки отличаются, имея фронтальной проекцией практически квадрат, но в проектировании КОМ они из-за малости своих размеров не используются).

Для крышек, начиная с диаметра $D=110$ мм, на Рисунке 7.5 показан внешний вид (в двух проекциях). Показан вариант крепления крышки шестью болтами, для варианта с четырьмя болтами (в зависимости от диаметра D) необходимо сделать определённые изменения в размещении отверстий под болты.

В соответствии с указанными на Рисунке 7.4 обозначениями в Таблице 7.1 показаны размеры (в миллиметрах) крышек. При необходимости в числителе приведены размеры для высоких крышек (обозначение ГВ), в знаменателе – для низких (обозначение ГН). В случае совпадения определённых размеров они не дублируются. Глубина отверстия под шайбу $f=1$ мм. Количество винтов для крепления крышек при диаметре отверстия $D=47...100$ мм, который закрывает крышка, принимается $n=4$.

Таблица 7.1.

Обозначение крышки	D	D_1	D_2	B	d	d_1	H	h	h_1	h_2	l	s	r_1
ГВ 62 / ГН 62	62	80	55	85	9	18	$\frac{18}{13}$	4	6	$\frac{8}{3}$	$\frac{13}{8}$	5	10,5
ГВ 72 / ГН 72	72	90	65	98			$\frac{19}{13}$			$\frac{9}{3}$	$\frac{14}{8}$		
ГВ 80 / ГН 80	80	100	72	110			$\frac{20}{13}$			$\frac{10}{3}$	$\frac{15}{8}$		
ГВ 85 / ГН 85	85	105	78	115			$\frac{22}{13}$			$\frac{12}{3}$	$\frac{17}{8}$		
ГВ 90 / ГН 90	90	110	80	125	11	20	$\frac{26}{16}$	5	7	$\frac{14}{4}$	$\frac{20}{10}$	6	12,0
ГВ 100 / ГН 100	100	120	90	135			$\frac{27}{16}$			$\frac{15}{4}$	$\frac{21}{10}$		12,5

В соответствии с указанными на Рисунке 7.5 обозначениями в Таблице 7.2 показаны размеры (в миллиметрах) крышек. При необходимости в числителе приведены размеры для высоких крышек (обозначение ГВ), в знаменателе – для низких (обозначение ГН). В случае совпадения определённых размеров они не дублируются. Глубина отверстия под шайбу $f=1$ мм. Количество винтов n для крепления крышек показано в последней колонке Таблицы 7.2.

Таблица 7.2

Обозначение крышки	D	D_1	D_2	D_3	d	d_1	H	h	h_1	h_2	l	s	n		
ГВ 110 / ГН 110	110	130	100	155	11	20	$\frac{28}{16}$	5	7	$\frac{16}{4}$	$\frac{22}{10}$	6	4		
ГВ 120 / ГН 120	120	145	110	175	13	24	$\frac{29}{17}$							$\frac{15}{3}$	$\frac{22}{10}$
ГВ 125 / ГН 125	125	150	116	180			$\frac{34}{21}$							$\frac{20}{7}$	$\frac{27}{14}$
ГВ 130 / ГН 130	130	155	118	185			$\frac{34}{21}$	$\frac{19}{6}$	$\frac{27}{14}$						
ГВ 140 / ГН 140	140	165	128	195			$\frac{36}{21}$	$\frac{21}{6}$	$\frac{29}{14}$	7					
ГВ 150 / ГН 150	150	180	138	210			$\frac{37}{21}$	$\frac{22}{6}$	$\frac{30}{14}$						
ГВ 160 / ГН 160	160	190	148	220			$\frac{36}{21}$	$\frac{21}{6}$	$\frac{29}{14}$						
ГВ 170 / ГН 170	170	200	158	230			$\frac{36}{21}$	$\frac{21}{6}$	$\frac{29}{14}$	6	6				

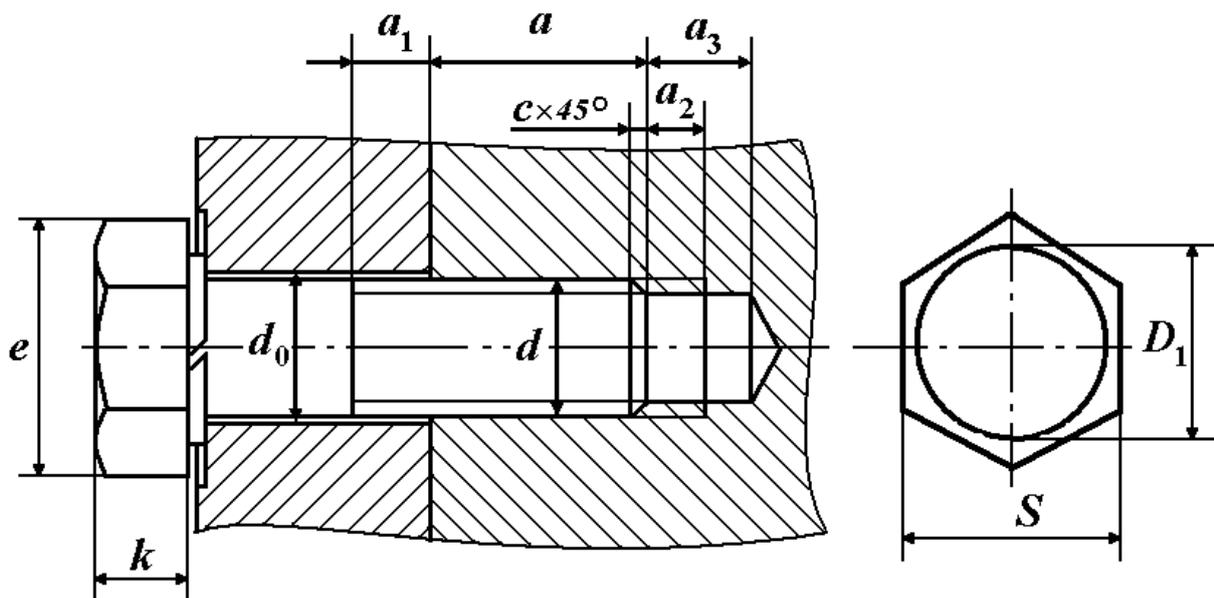


Рисунок 7.6.

Резьбовые соединения являются наиболее распространённым видом разъёмных соединений и реализуются при помощи промежуточных резьбовых крепёжных деталей, либо непосредственным свинчиванием соединяемых элементов. Обозначения и размеры некоторых элементов резьбовых соединений приведены на Рисунке 7.6 (схема крепления винтовых соединений) и Таблице 7.3.

Следует заметить, что существуют болты (винты) с крупным и мелким шагом резьбы, а также с шестигранной головкой (по ГОСТ 7798-70) и шестигранной уменьшенной головкой (по ГОСТ 7796-70). В Таблице 7.3 приведены данные для первых из указанных болтов. Шаг резьбы P (крупный) связан с диаметром d приближительной формулой

$$d \approx 6P^{1,3}, \text{ откуда } P \approx \left(\frac{d}{6}\right)^{0,77}. \text{ Если шаг } P \text{ меньше этого значения, он}$$

считается мелким. В качестве основной крепёжной резьбы применяется метрическая резьба с крупным шагом – она менее чувствительна к погрешностям изготовления и к износу.

Глубина завинчивания в чугун $a \geq 1,25d$, в сталь $a \geq d$. Размер $D_1 \approx 0,95S$. Диаметр резьбы крепёжного болта принимается на 1 мм меньше от диаметра отверстия d .

Таблица 7.3.

Параметр	Диаметр резьбы болта, d , мм						
	6	8	10	12	16	20	24
Диаметр сквозного отверстия, d_0 , мм	6,4	8,4	10,5	12,5	16,5	21	25
Шаг резьбы, P , мм	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3
Высота головки болта, k , мм	4,5	5,5	7	8	10	13	15
Диаметр описанной окружности, e , мм	10,9	14,2	17,6	19,9	26,2	33,0	39,6
Размер под ключ, S , мм	10	13 (14)	16 (17)	18 (19)	24	30	36
a_1 , мм, не меньше	3,5	4	4,5	5,5	6	7	8
a_2 , мм, не меньше	2	2,5	3	3,5	4	5	6
a_3 , мм, не меньше	6	8	9	11	12	15	18
Фаска, c , мм	1	1,6	1,6	1,6	2	2,5	2,5

При вычерчивании резьбовых соединений обязательно следует показывать зазоры между стержнем болта (винта) и отверстием детали, запасы резьбы и запасы глубины сверления.

Для крепления также используют гайки шестигранные (по ГОСТ 5915-70) и гайки шестигранные с уменьшенным размером под ключ (по ГОСТ 15521-70) (Рисунок 7.7). В Таблице 7.4 приведены соответствующие размеры, индекс 1 относится ко второму типу гаек.

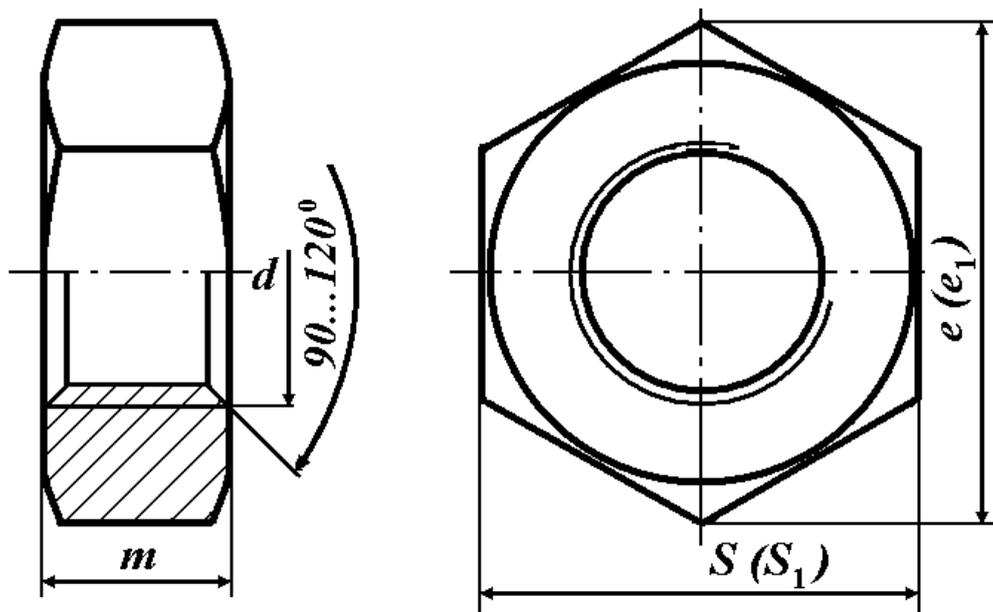


Рисунок 7.7.

Таблица 7.4.

Параметр		Диаметр резьбы, d , мм						
		6	8	10	12	16	20	24
Шаг резьбы, P , мм	крупный	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3
	мелкий		1,0	1,25	1,25	1,5	1,5	2
Высота, m , мм		5,0	6,5	8,0	10,0	13,0	16,0	19,0
Диаметр описанной окружности, e , мм		10,9	14,2	18,7	20,9	26,2	33,0	39,6
Диаметр описанной окружности, e_1 , мм		-	13,1	15,3	18,7	23,9	29,6	35,0
Размер под ключ, S , мм		10	13	17	19	24	30	36
Размер под ключ, S_1 , мм		-	12	14	17	22	27	32

В машиностроении в болтовых или винтовых соединениях как элементы, которые стопорят, используются различные виды стопорных устройств. Простейшим стопорным устройством являются разрезные пружинные шайбы (по ГОСТ 6402-70) (Рисунок 7.8) с квадратным поперечным сечением, которые изготавливаются четырёх типов: лёгкие, нормальные, тяжёлые, особенно тяжёлые. Эта шайба представляет стальное кольцо, разведённые острые кромки которого, внедряясь в гайку и деталь, препятствует свинчиванию. Способ стопорения простой и экономичный, степень надёжности недостаточно высокая. В Таблице 7.5 приведены размеры для последних трёх типов. Дополнительно определяются следующие размеры: $m \leq 0,7s$, $h_1 = 2s \pm 15\%$.

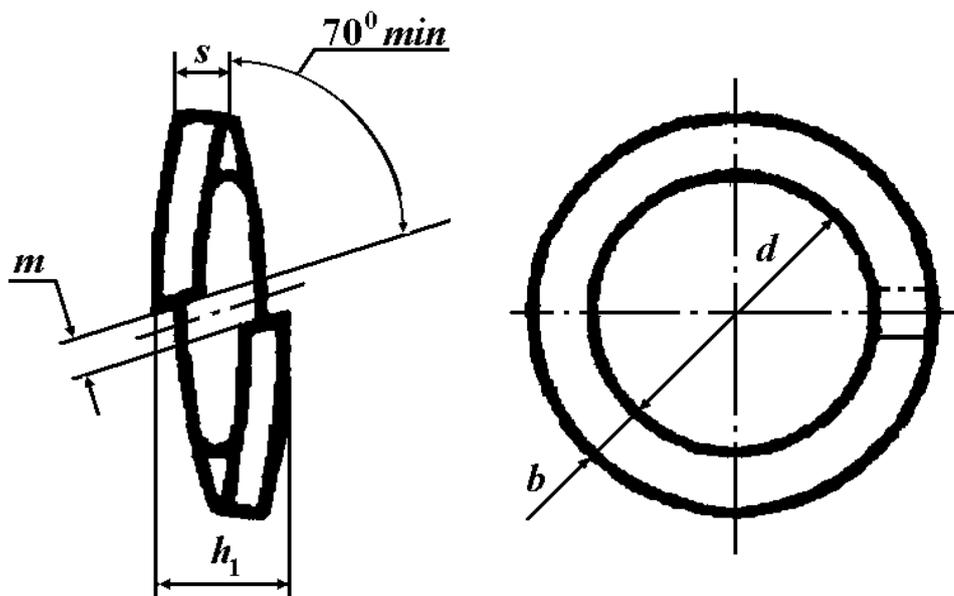


Рисунок 7.8.

Таблица 7.5.

Диаметр болта, винта, шпильки, мм	d , мм	Шайбы		
		$s = b$, мм		
		Нормальные	Тяжёлые	Особенно тяжёлые
2,0	2,1	0,5	0,6	-
2,5	2,6	0,6	0,8	-
3,0	3,1	0,8	1,0	-
3,5	3,6	1,0	-	-
4,0	4,1	1,0	1,4	-
5,0	5,1	1,2	1,6	-
6,0	6,1	1,4	2,0	-
7,0	7,2	2,0	-	-
8,0	8,2	2,0	2,5	-
10,0	10,2	2,5	3,0	3,5
12,0	12,2	3,0	3,5	4,0
14,0	14,2	3,2	4,0	4,5
16,0	16,3	3,5	4,5	5,0
18,0	18,3	4,0	5,0	5,5
20,0	20,5	4,5	5,5	6,0
22,0	22,5	5,0	6,0	7,0
24,0	24,5	5,5	7,0	8,0

При необходимости используют стопорные устройства с жёсткой связью, например, шплинтом. Самоотвинчивание резьбы предупреждается пластическим деформированием стопорного элемента.

7.5. УПЛОТНЕНИЯ

В редукторах и коробках скоростей применяют контактные, щелевые, лабиринтные, центробежные и комбинированные уплотнения. Из контактных уплотнений наиболее современные и надёжны манжетные (ГОСТ 8752-79), представляющие собой кольцо, выполненное из армированной синтетической маслостойкой резины с пружинным браслетом. Для герметизации мест выхода из корпусов валов диаметром 6-500 мм широко используются резиновые манжетные уплотнения двух типов – однокромочные и однокромочные с пыльником (Рисунок 7.9). Для первого типа манжеты предотвращают вытекание смазывающей среды из корпуса (2), во втором предотвращают внешнее попадание в него пыли и влаги. Металлический Г-образный каркас (3) делает манжету жёсткой и позволяет обеспечить плотную и герметическую посадку её в корпус. Рабочая кромка манжеты прижимается к валу за счёт упругих сил резины и браслетной пружины (1), которая размещена в желобе каркаса и является обычной витой пружиной с соединёнными между собой концами. Пыльник (4) защищает рабочую кромку от попадания пыли и грязи. Рабочая кромка имеет ширину 0,4...0,8 мм, может контактировать с валом или иной деталью, насаженной на вал, например, ступицей полу-муфты или втулкой, закрывающей нерабочую часть шлицов. Размеры установочных мест для манжет приведены в Таблице 7.6.

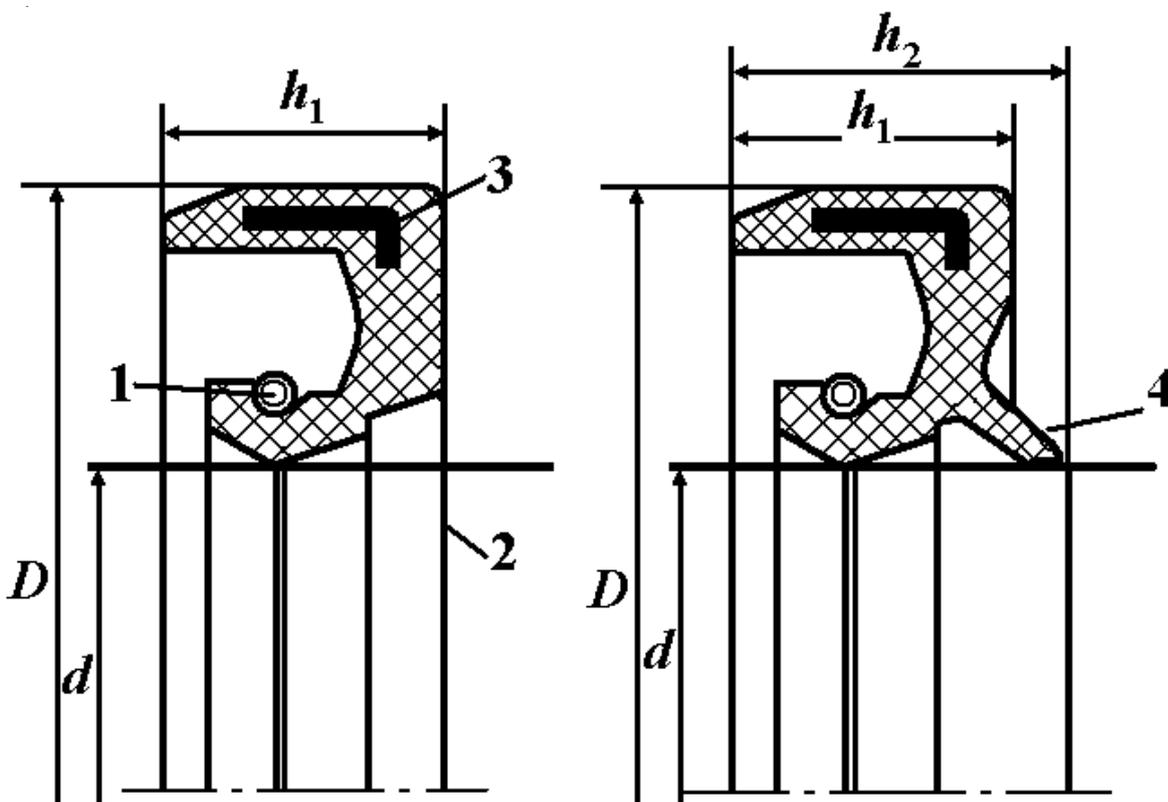


Рисунок 7.9.

Таблица 7.6.

Диаметр вала, d , мм	Диаметр манжеты, D , мм	h_1 , не бо- лее, мм	h_2 , не бо- лее, мм
35, 36, 38	58	10	14
40, 42, 44	62	10	14
45	65	10	14
48, 50,	70	10 (12)	14 (16)
52	75	10 (12)	14 (16)
55, 56, 58	80	10 (12)	14 (16)
60	85	10	14
63, 65	90	10	14
70	95	10	14
75	100	10	14
80	105	10	14
85	110	12	16
90, 95	120	12	16

Манжетные уплотнения в зависимости от условий хранения могут работать в течение 3...5 лет при наработке от 500 до 30000 часов.

7.6. ШЛИЦЕВОЙ ВАЛ. МУФТЫ

Муфта, предназначенная для передачи крутящего момента на насос, состоит из двух половинок, одна из которых устанавливается на шлицевом валу КОМ (Рисунок 7.10). При проектировании необходимо строго соблюдать соосность соединяемых валов.

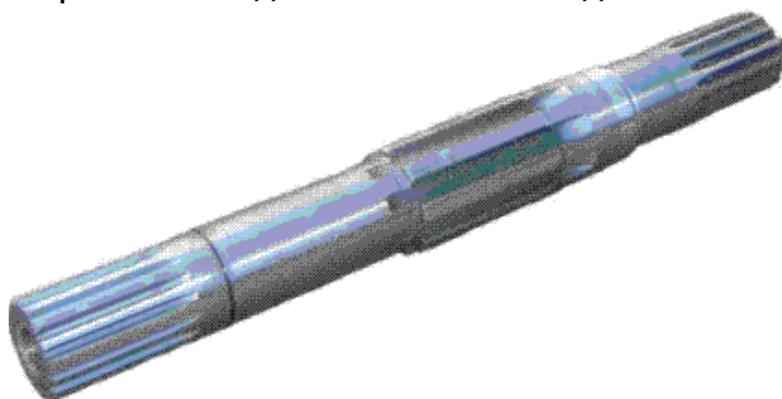


Рисунок 7.10.

Несмотря на некоторые конструктивные особенности муфты для КОМ, её можно отнести к фланцевым муфтам, которые являются основным видом жёстких нерасцепных муфт. На концах соединяемых валов насаживают полумуфты с фланцами, которые стягивают болтами.

Крутящий момент передаётся силами трения между фланцами, а при установке болтов без зазоров ещё и силами сопротивления на сдвиг крепёжных болтов. Такие конструкции передают существенно большую нагрузку, поэтому считаются предпочтительными. На Рисунке 7.11 показана

но условное изображение шлицов в системе вал-отверстие: а) на валу (L и l соответственно общая и рабочая длина шлица); б) в отверстии; в) в соединении. Отверстием в данном случае может выступать ступица (втулка) детали, охватывающей вал, муфта и т.п. Для предотвращения осевого перемещения полумуфты со стороны фланца она фиксируется крышкой и закрепляется гайкой.

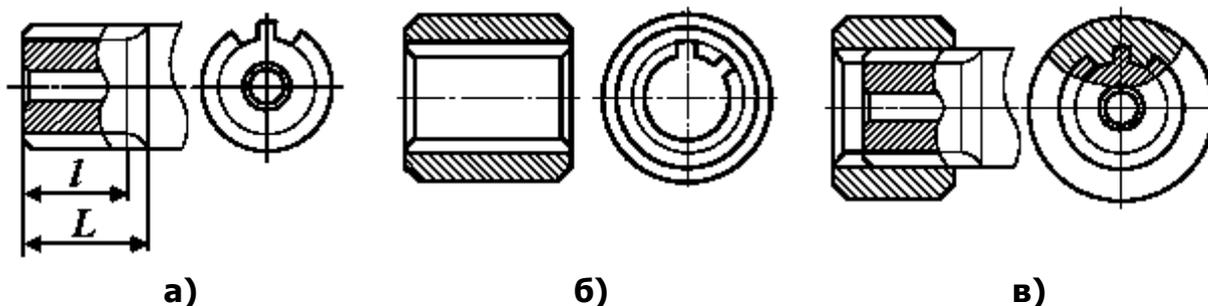


Рисунок 7.11.

Таблица 7.7.

d , мм	D , мм	d_1 , мм	d_2 , мм
35	140	52	65
40	140	65	65
(42)	140	65	65
45	140	70	65
(48)	140	75	65
50	140	75	65
(53)	160	85	80
55	160	90	80
60	160	100	80
(63)	170	100	80
65	170	105	86

Рисунок 7.12.

Для муфты (Рисунок 7.12) задаются следующие числовые данные (Таблица 7.7), где d , мм,- диаметр шлицевого вала. Следует воспринимать эти данные как ориентировочные, которые дают приблизительное соотношение между указанными диаметрами. Фланцевые муфты изготавливают по ГОСТ 20761-96 из стали при передаче вращающего момента от 16

до 40000 Н·м при окружной скорости на внешнем диаметре муфты до 70 м/с.

7.7. ВТУЛКИ И КОЛЬЦА

Втулкой называется деталь, у которой соотношение длины к диаметру $l/d \geq 0,8$, а кольцом – деталь, для которой $l/d \leq 0,8$. Базовыми поверхностями втулок и колец являются посадочные поверхности, а также торцы. Последние касаются смежных деталей (подшипников, ступицы зубчатых колёс и т.д.) (торцы a и b , Рисунок 7.13). Положение втулки и кольца на валу или в отверстии определяется сопряжением по цилиндрической поверхности. Чаще всего торцы деталей типа втулок и колец становятся базовыми для подшипников качения. Переходные кольца используются для уменьшения перепада диаметров вала, что позволяет уменьшить концентрацию напряжений, и размещаются между подшипником и упором.

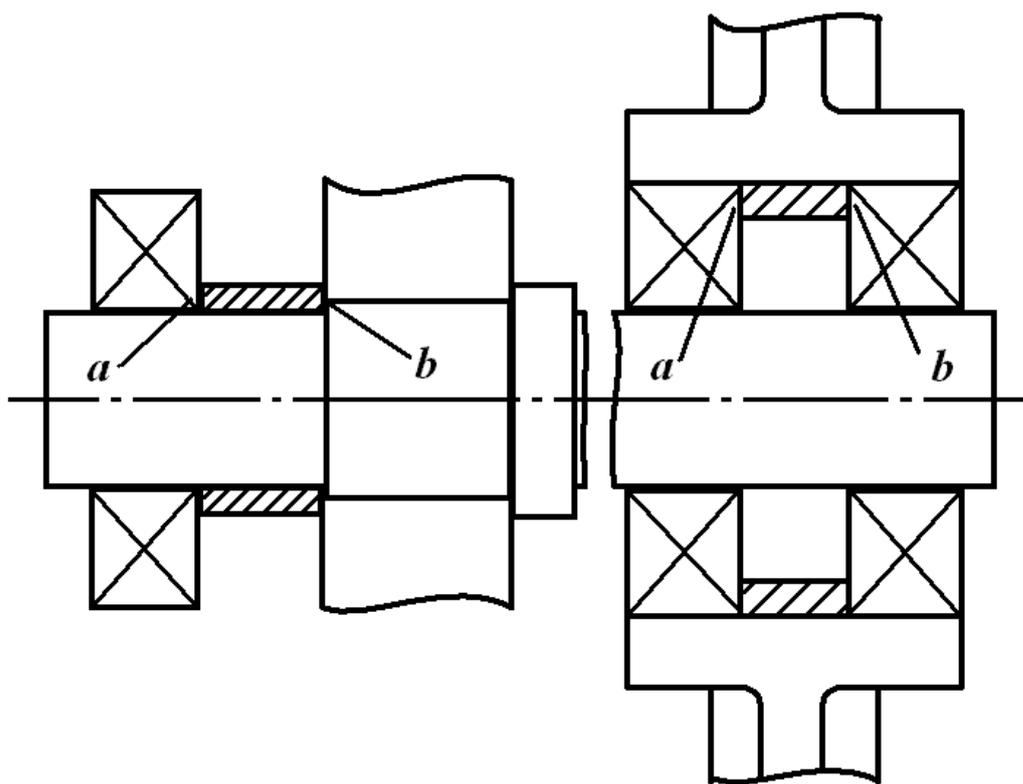


Рисунок 7.13.

8. РАБОЧАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ ПРОЕКТА

Рабочая документация проекта разрабатывается на основе конструктивных решений, принятых в техническом проекте, и предусмотрена техническим заданием проекта. Сборочный чертёж редуктора (КОМ), выполненный на основе конструктивной компоновки, даёт представление о последовательности и порядке сборки, а также устанавливает контроль габаритных, установочных и сопряжённых размеров. В рабочей документации разрабатывают спецификацию, определяющую состав редуктора, и выполняют рабочие чертежи отдельных деталей.

8.1. ОБЩИЕ ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ЧЕРТЕЖЕЙ

Сборочный чертёж механизма выполняется на основании его эскизной проработки и должен содержать минимально необходимое число проекций, видов, разрезов и сечений, дающих полное представление о его конструкции и принципе работы.

Эскизный проект предваряет сборочный чертёж и предполагает разработку комплекса документации, дающей представление о конструкции и принципе работы устройства в целом и техническом решении его отдельных уникальных деталей и узлов. Эскизный проект является основой для дальнейшей разработки технического проекта и рабочей конструкторской документации. На основании расчётов определяется конструкция устройства и разрабатывается общий вид изделия в виде эскизной проработки. Эскизный вариант общего вида устройства рекомендуется выполнять на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1.

На основании эскизного проекта с учётом внесённых при дальнейшей проработке уточнений и изменений на листе ватмана выполняется чертёж общего вида устройства.

На чертеже общего вида для упрощения допускается не показывать мелкие фрагменты деталей и соединений: фаски, проточки, скругления, углубления, зазоры между соединяемыми деталями с незначительно отличающимися номинальными размерами. При использовании большого количества деталей одного типа и размера можно подробно изображать детали только одного места соединения, а остальные показывать условно. На чертеже допускается упрощённое представление крепёжных деталей, резьбы и её элементов (фаски, сбег, недорез резьбы).

Чертёж КОМ выполняется на листе формата А1, который должен быть оформлен в соответствии с Межгосударственным стандартом ГОСТ 2.106-96 «Единая система конструкторской документации». На чертеже необходимо нанести внутреннюю рамку сплошной основной линией на

расстоянии 20 мм от левой стороны внешней рамки и на расстоянии 5 мм от остальных сторон. На Рисунке 8.1 приведена Основная надпись (Форма 1) для чертежей и схем по ГОСТ 2.104-2006. В указанных графах основной надписей указывают (в соответствии с нашим проектом):

- 1 – наименование изделия (Коробка отбора мощности);
 - 2 – обозначение документа;
 - 3 – обозначение материала детали (графу заполняют только на чертежах деталей);
 - 4 – в учебных проектах в левой клетке пишут Литеру У;
 - 5 – масса изделия, кг (в учебных проектах графу можно не заполнять);
 - 6 – масштаб (1:1);
 - 7 – порядковый номер листа (если чертеж состоит из одного листа, графу не заполняют);
 - 8 – общее количество листов документа, указанного в графе 2 (графа заполняется только на первом листе);
 - 9 – наименование или различительный индекс предприятия, выпускающего документ, в нашем случае сокращённое название университета – НУГЗУ, шифр группы курсанта, студента или слушателя;
- в строке «Разраб.» указываю фамилию исполнителя, его подпись и дату;
- в строке «Пров.» - фамилию руководителя проекта, его подпись и дата; остальные строки остаются незаполненными.

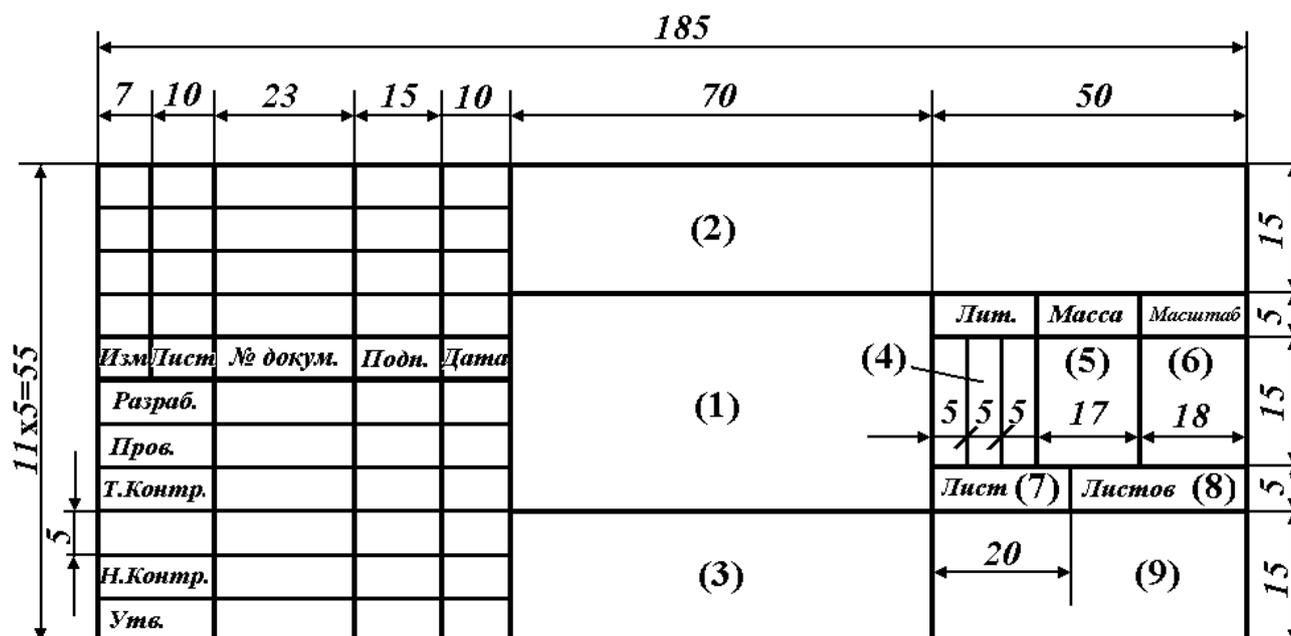


Рисунок 8.1.

На чертеже КОМ проставляют следующие размеры:

1. Габаритные размеры: длина, высота, наносимые по крайним положениям редуктора. Они необходимы для определения размеров места установки изделия, его транспортировки, изготовления тары, относятся к размерам справочным и на чертеже отмечаются звёздочкой.

2. Установочные и присоединительные размеры:

- размеры опорной поверхности и размещение в ней крепёжных отверстий, диаметр отверстий и толщина опорной поверхности;

- длина и посадочный диаметр входного и выходного вала, их привязка к оси редуктора;

- расстояние между центрами отверстий для крышек подшипниковых узлов или креплений промежуточной оси.

3. Основные расчётные параметры, характеризующие передачу: делительные диаметры d_2, d_3 ; межосевое расстояние a_{w2} ; ширина колёс b_2, b_3 .

4. Сопряжённые размеры: посадки на валах и осях зубчатых колёс, муфт, подшипников, стаканов, втулок, колец, крышек подшипниковых узлов, шлицевых соединений, посадки резьбовых соединений.

На чертеже проставляют номера позиций сборочных единиц и деталей, которые (номера) указывают на полках линий-выносок, размещённых параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения. Номера должны быть сгруппированы в строку или колонку желательно на одной горизонтали или вертикали. Шрифт номеров позиций должен быть на один-два размера больше по сравнению со шрифтом, принятым для размерных чисел на том же чертеже. Допускается делать общую линию-выноску с вертикальным размещением номеров позиций: для группы крепёжных деталей, относящихся к одному месту крепления.

8.2. СОСТАВЛЕНИЕ СПЕЦИФИКАЦИЙ

К сборочному чертежу прилагается текстовый документ - спецификация, которая выполняется в соответствии с ГОСТ 2.108-68 на листах формата А4 и оформляется в виде приложения к Пояснительной записке. В соответствии с ГОСТ 2.108-68 спецификация - документ, который определяет состав сборочной единицы, комплекса и комплекта и необходима для изготовления, комплектования конструкторских документов и планирования запуска в производство указанных изделий. Спецификацию составляют на отдельных листах формата А4 по формам, приведённым в Приложениях 2, 3. Структура спецификации приведена на Рисунке 8.2.

Основная надпись – Форма 2 (Рисунок 8.3) для текстовых конструкторских документов на первом или титульном (заглавном) листе от-

личается от надписи на последующих листах - Форма 2а (Рисунок 8.4). Обозначения соответствующих граф показано в Разделе 8.1.

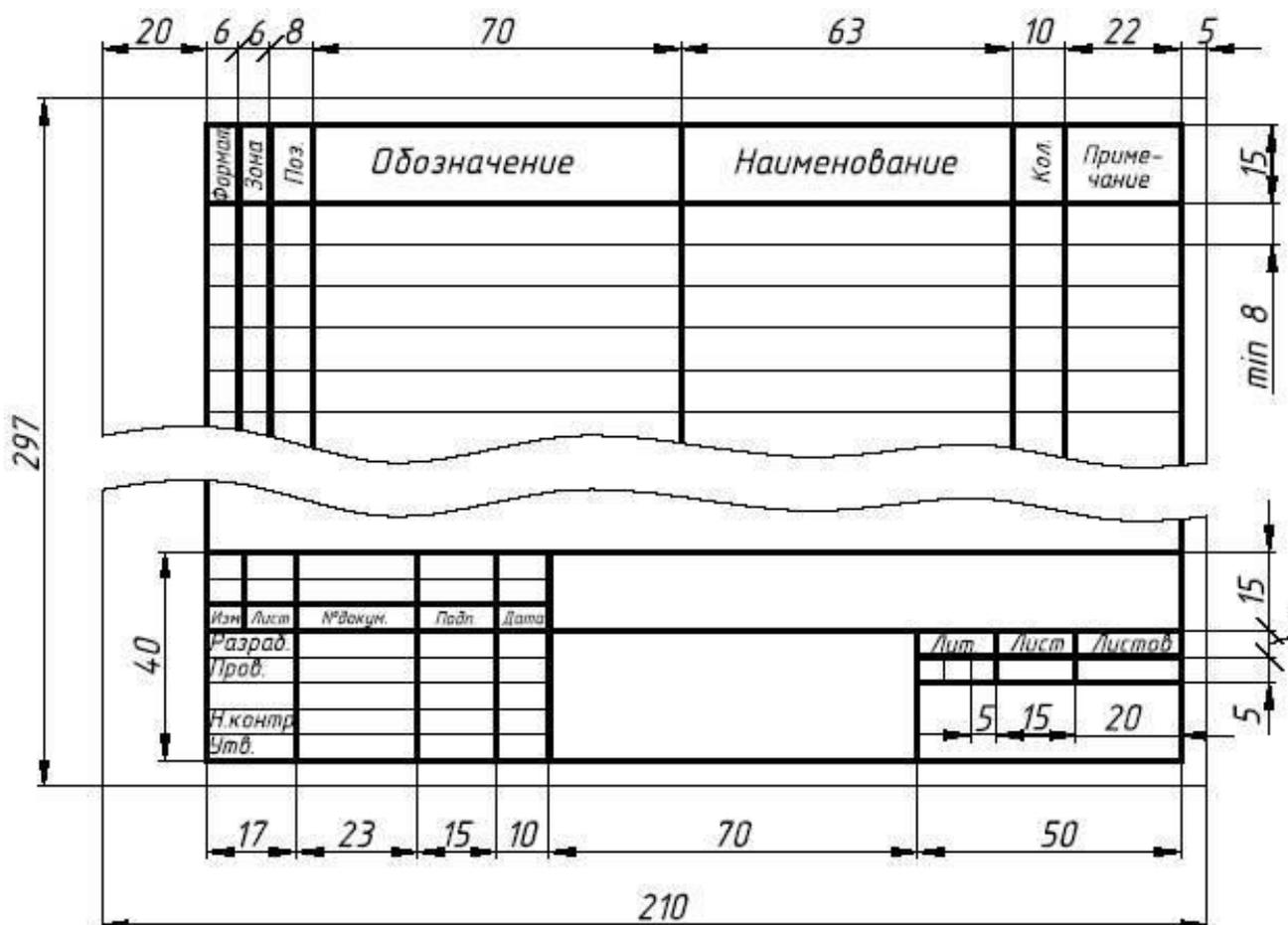


Рисунок 8.2.

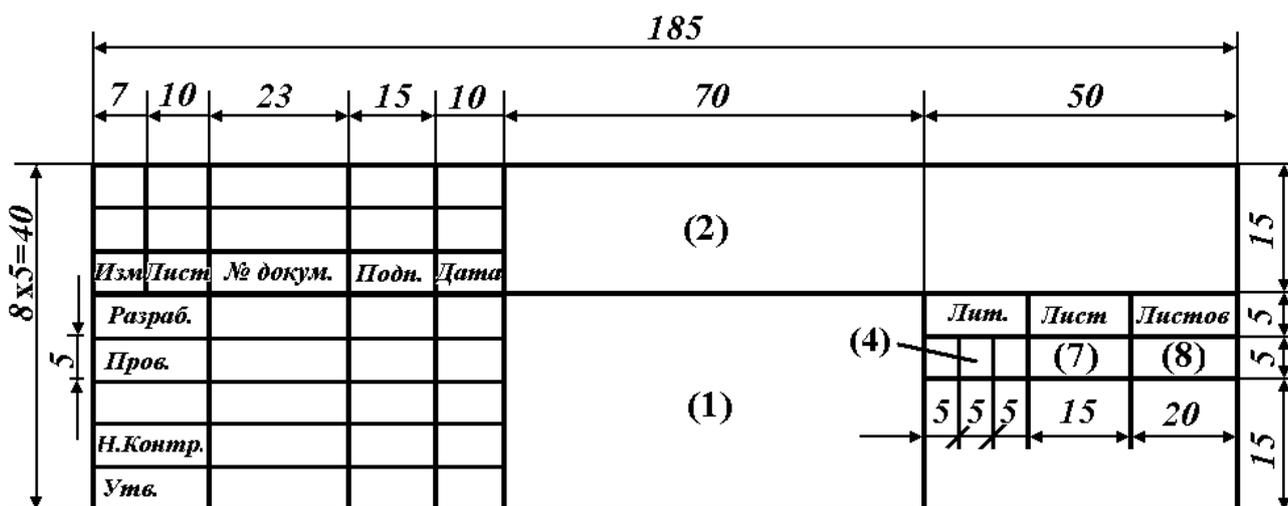


Рисунок 8.3.

Спецификации в общем случае состоят из разделов, которые располагают в следующей последовательности: «Документация», «Комплексы», «Сборочные единицы», «Детали», «Стандартные изделия»,

«Прочие изделия», «Материалы», «Комплекты», однако в курсовом проекте обычно достаточно 4-5 разделов: «Документация», «Сборочные единицы», «Детали», «Стандартные изделия», «Материалы».

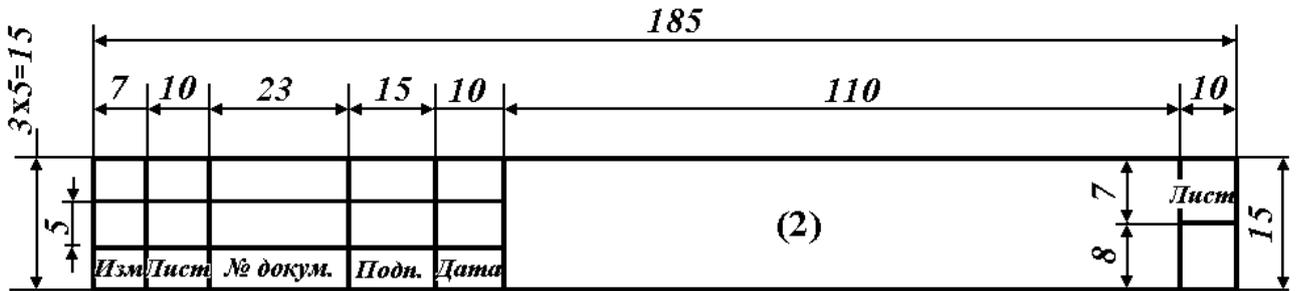


Рисунок 8.4.

Заполнение спецификации производится сверху вниз в следующем порядке:

- документация;
- разработанные узлы (сборочные единицы);
- пояснительная записка;
- заимствованные и нормализованные узлы;
- самостоятельно разработанные узлы;
- заимствованные и нормализованные детали;
- стандартные детали, которые группируются по однородным группам, например, «крепёжные детали», «подшипники качения» и т.д.

Наличие тех или иных разделов определяется составом специфицируемого изделия. Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе «Наименование» и подчеркивают. Ниже каждого заголовка должна быть оставлена одна пустая строка, выше – не менее одной пустой строки.

В разделе «Сборочные единицы» записывают названия сборочных единиц, входящие в состав КОМ.

В разделе «Стандартные изделия» записывают изделия, примененные по: 1) межгосударственным стандартам; 2) государственным стандартам; 3) отраслевым стандартам; 4) стандартам предприятий.

В пределах каждой категории стандартов запись производят по группам изделий, объединенных по их функциональному назначению (например, подшипники, крепёжные изделия, электротехнические изделия и т. п.), в пределах каждой группы — в алфавитном порядке наименований изделий, в пределах каждого наименования — в порядке возрастания обозначений стандартов, а в пределах каждого обозначения стандарта — в порядке возрастания основных параметров или размеров изделия.

В разделе «Детали» записывают названия чертежей деталей – валов, зубчатых колёс, крышек и т.д. В разделах «Стандартные изделия» и «Материалы» графу «Обозначение» не заполняют.

Графы спецификации заполняют сверху вниз следующим образом:

- 1) Графы «Формат» и «Зона» в учебных проектах не заполняются.
- 2) В графе «Поз.» указывают порядковые номера составных частей, непосредственно входящих в специфицируемое изделие, в последовательности записи их в спецификации и которые показаны на полках-выносах чертежа изделия.
- 3) В графе «Обозначение» в разделе «Документация» указывают обозначение записываемых документов,
- 4) В графе «Наименование» записывают: в разделе «Документация» - наименование документа, например, «Чертёж общего вида», «Сборочный чертёж»; в разделе «Сборочные единицы» и «Детали» - наименование сборочных единиц и деталей; для стандартных изделий, кроме наименования, указывают условное обозначение в соответствии со стандартом.
- 5) В графе «Количество» указывают количество сборочных единиц или деталей на одно изделие.

8.3. КОНСТРУКТОРСКАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ ПРОЕКТА

Комплектацией и оформлением конструкторской документации завершается работа над курсовым проектом. Пояснительная записка выполняется на листах формата А4 с одной стороны и состоит из следующих частей:

1. Титульный лист проекта (показан в Приложении 1) является страницей 1, номер которой не ставится на листе. Форму заполнения титульного листа устанавливает учебное заведение.
2. Содержание является страницей 2, номер которой не ставится на листе.
3. Введение является страницей 3, начиная с которой последовательно проставляются номера всех страниц на всех листах Пояснительной записки.
4. Расчётная часть пояснительной записки включается в Разделы, которые нумеруют одной цифрой. Подразделы имеют двойную нумерацию. Они сопровождаются кратким названием в виде заголовка, выполненным прописными буквами.

Расчётная часть пояснительной записки должна соответствовать заданию на проектирование и содержать (ориентировочно) следующие разделы:

- кинематический расчёт редуктора;

- прочностные расчёты передач;
- геометрические расчёты передач;
- предварительный расчёт валов;
- проектный расчёт валов;
- выбор подшипников качения;
- проверку изгибной и усталостной прочности валов;
- расчёт крепления колёс.

Каждый расчёт должен содержать вид расчёта и название детали; исходные данные для расчёта; расчётные схемы; выбранный материал с представлением его механических характеристик; расшифровку символов, входящих в формулы; размерности величин; непосредственно расчёт и заключение по полученным результатам.

5. В тексте Пояснительной записки могут быть ссылки на стандарты, справочники, учебники и другие документы. При ссылке указывают номер источника, под которым он поставлен в Списке использованной литературы Пояснительной записки (не путать со списком, приведенным в данном издании).

Листы пояснительной записки брошюруют в обложку и нумеруют, указывая номер в правом нижнем углу листа.

**ГОСУДАРСТВЕННАЯ СЛУЖБА УКРАИНЫ ПО
ЧРЕЗВЫЧАЙНЫМ СИТУАЦИЯМ**

НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ГРАЖДАНСКОЙ
ЗАЩИТЫ УКРАИНЫ

ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНОГЕННО-ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ
«РАЗРАБОТКА И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КОРОБКИ ОТБОРА МОЩНОСТИ
ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ»
ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»,
РАЗДЕЛ «ДЕТАЛИ МАШИН»**

РАЗРАБОТАЛ:

Курсант (студент) группы (номер)
(фамилия, имя, отчество)

ПРОВЕРИЛ:

(должность, ученая степень)
(фамилия, имя, отчество)

ХАРЬКОВ (год)

210											
20		6,6,8		70			63		10	22	5
Форм	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование			Кол		Примеч.		
				<u>Документация</u>							
				<u>Сборочный чертеж</u>							
				<u>Сборочные единицы</u>							
				<u>Детали</u>							
				<u>Стандартные изделия</u>							
				<u>Материалы</u>							
297											
min 8											
15,5											
5x8=40											
Изм		Лист		N докум.		Подпись		Дата			
Разраб.		Провер.		Н.контр.		Утв.		Литер			
Лист		Лист		Листов		5		5		15	
7		10		23		15		10		185	
5		15		5,5		5		15		20	
5											

Термины и определения для прочностного расчёта
цилиндрических передач

Окружная сила на делительном цилиндре, Н		F_t
Угол профиля зуба в точках на окружностях вершин, градус		α_a
Делительный угол профиля в торцовом сечении, градус		α_t
Основной угол наклона, градус		β_b
Диаметр делительной окружности, мм		d
Межосевое расстояние, мм		a_w
Ширина венца зубчатого колеса, мм		b
Окружная скорость вращения зубчатых колёс, м/с		V
Контактное напряжение, Па (МПа)		σ_H
Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряжённых зубчатых колёс, Па ^{1/2}	Z - специальные коэффициенты при расчёте на прочность активных поверхностей зубьев	Z_E
Коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев в полюсе зацепления		Z_H
Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий		Z_ε
Коэффициент торцового перекрытия		ε_α
Коэффициент осевого перекрытия		ε_β
Суммарный коэффициент перекрытия		ε_γ
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	K_H - общие коэффициенты при расчёте на прочность активных поверхностей зубьев	$K_{H\alpha}$
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий		$K_{H\beta}$
Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении		K_{HV}
Коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра		Ψ_{bd}
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм		w_{Hv}
Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев		δ_H
Коэффициент, учитывающий влияние разницы шагов зацепле-		g_O

ния зубьев зубчатых колёс		
Динамическая добавка		v_H
Допустимое напряжение на контактную выносливость, МПа		$[\sigma_H]$
Предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов нагружения, МПа		σ_{Hlimb}
Расчётный коэффициент запаса прочности при расчёте на контактную выносливость		S_H
Коэффициент долговечности		K_{HL}
Напряжение изгиба, Па (МПа)		σ_F
Коэффициент, учитывающий влияние формы зуба и концентрацию напряжений	Y - специальные коэффициенты для расчёта на прочность зубьев при изгибе	Y_F
Коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба		Y_β
Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий зубьев (влияние перекрытия зубьев)		Y_ε
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	K_F - общие коэффициенты для расчёта на прочность зубьев при изгибе	$K_{F\alpha}$
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагружения по длине контактных линий		$K_{F\beta}$
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, которая возникает в зацеплении		K_{FV}
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм		w_{Fv}
Коэффициент, учитывающий влияние проявления погрешностей зацепления на динамическую нагрузку		δ_F
Эквивалентное количество зубьев		z_V
Динамическая добавка		v_F
Допустимое напряжения при расчёта зубьев на выносливость при изгибе, МПа		$[\sigma_F]$
Граница выносливости зубьев при изгибе, которая отвечает базовому числу циклов нагружения, МПа		σ_{Flimb}
Расчётный коэффициент запаса прочности при расчёте на изгибную выносливость		S_F
Коэффициент долговечности		K_{FL}

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354-87.-[Дата введения 01.01.89].-М: Изд-во стандартов, 1988.-130 с.- (Государственный стандарт Союза ССР).
2. Единая система конструкторской документации. Основные надписи: ГОСТ 2.104-2006.-[Дата введения 2006-09-01].-М.: Стандартиформ, 2006.-20 с.- (Межгосударственный стандарт).
3. Единая система конструкторской документации. Текстовые документы: ГОСТ 2.106-96.-[Дата введения 1997-07-01].-М.: Стандартиформ, 1997.-39 с.- (Межгосударственный стандарт).
4. Единая система конструкторской документации. Нанесение размеров и предельных отклонений: ГОСТ 2.307-68.-[Дата введения 01.01.71].- М.: Стандартиформ, 2007.-22 с.- (Межгосударственный стандарт).
5. Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры: ГОСТ 8338-75.-[Дата введения 01.06.76].-М.: ИПК Издательство стандартов, 2003.-12 с.- (Межгосударственный стандарт).
6. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры: ГОСТ 831-75.-[Дата введения 01.01.77].- М.: Стандартиформ, 2005.-15 с.- (Межгосударственный стандарт).
7. Подшипники радиально-упорные роликовые конические однорядные: ГОСТ 333-79.-[Дата введения 01.01.80].-М.: Изд-во стандартов, 1980. - 14с .- (Государственный стандарт Союза ССР).
8. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность): ГОСТ 18855-94.-[Дата введения 01.01.97].-М.: Стандартиформ, 2009.-24 с.- (Межгосударственный стандарт).
9. Крышки торцовые глухие низкие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры: ГОСТ 13219.1-81.-[Дата введения 01.01.82].-М.: Изд-во стандартов, 1981.-7 с.- (Государственный стандарт Союза ССР).
10. Крышки торцовые глухие низкие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры: ГОСТ 13219.2-81.-[Дата введения 01.01.82].-М.: Изд-во стандартов, 1981.-4 с.- (Государственный стандарт Союза ССР).
11. Крышки торцовые глухие высокие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры: ГОСТ 13219.3-81.-[Дата введения 01.01.82].-М.: Изд-во стандартов, 1981.-3 с.- (Государственный стандарт Союза ССР).
12. Крышки торцовые глухие высокие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры: ГОСТ 13219.4-81.-[Дата введения 01.01.82].-М.: Изд-во стандартов, 1981.-4 с.- (Государственный стандарт Союза ССР).

13. Манжетные уплотнения: ГОСТ 8752-79.-[Дата введения 01.01.81].-М.: ИПК Изд-во стандартов, 1997.-39 с.-(Государственный стандарт Союза ССР).
14. Болты шестигранные с головкой класса точности В. Конструкция и размеры: ГОСТ 7798-70.-[Дата введения 01.06.72].-М.: Изд-во стандартов, 1971.-6 с.-(Межгосударственный стандарт).
15. Гайки шестигранные с головкой класса точности В. Конструкция и размеры: ГОСТ 5915-70.-[Дата введения 01.06.72].-М.: Изд-во стандартов, 1971.-5 с.-(Межгосударственный стандарт).
16. Шайбы пружинные. Технические условия: ГОСТ 6402-70.-[Дата введения 01.06.72].-М.: Стандартиформ, 2006.-7 с.-(Межгосударственный стандарт).
17. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобоочные. Размеры и допуски: ГОСТ 1139-80.-[Дата введения 01.01.82].-М.: ИПК Изд-во стандартов, 2003.-11 с.-(Межгосударственный стандарт).
18. Муфты фланцевые. Параметры, конструкция и размеры: ГОСТ 20761-96.-[Дата введения 2000-07-01].-М.: ИПК Изд-во стандартов, 2000.-24 с.-(Межгосударственный стандарт).
19. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки: ГОСТ 23360-78. -[Дата введения 1980-01-01].-М.: Изд-во стандартов, 1978.-19 с.-(Государственный стандарт Союза ССР).
20. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. / В.И.Анурьев.-М.: Машиностроение, 2001.
Том.1.-2001.-920 с.
Том.2.-2001.-912 с.
Том.3.-2001.-864 с.
21. Батурич А.Т. Детали машин / А.Т.Батурич.-М. : Машгиз, 1959. – 425 с.
22. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М.Н.Ерохина.-М.: КолосС, 2005.-462 с.
23. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н.Ф.Киркач, Р.А.Баласанян-Х: Основа, 1991.-276 с.
24. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование. Справочное учебно-методическое пособие / Л.В.Курмаз, А.Т.Скойбеда.-М. : Высшая школа, 2005. – 309 с.
25. Курсовое проектирование деталей машин / В.Н.Кудрявцев, Ю.А.Державец, И.И.Арефьев и др.-Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984.-400 с.
26. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник / Л.Я.Перель-М.: Машиностроение, 1983.-543 с.
27. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н.Решетов.-М.: Машиностроение, 1989.-496 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1. КОРОБКА ОТБОРА МОЩНОСТИ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ И ЕЁ КОНСТРУКТИВНАЯ ОСОБЕННОСТЬ	3
2. РАСЧЁТ КОРОБКИ ОТБОРА МОЩНОСТИ	9
2.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОМ	9
2.2. РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	12
2.2.1. РАСЧЁТ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ	13
2.2.2. РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ ИЗГИБЕ ..	17
2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ	19
2.4. ВАЖНЕЙШИЕ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ИХ ТЕРМИЧЕСКАЯ И ХИМИКО-ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА	23
3. КОМПОНОВКА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ КОМ	27
4. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ВЫХОДНОГО ВАЛА	30
4.1. ОСНОВНОЙ РАСЧЁТ ВАЛА	30
4.2. РАСЧЁТ ВАЛА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ	35
5. РАСЧЁТ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ-СТУПИЦА	40
5.1. РАСЧЁТ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ	40
5.2. РАСЧЁТ ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ	42
6. РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	45
7. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОМ	54
7.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛА	55
7.2. СОЕДИНЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС С ВАЛАМИ	56
7.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ	56
7.4. КРЕПЛЕНИЕ КРЫШЕК	57
7.5. УПЛОТНЕНИЯ	64
7.6. ШЛИЦЕВОЙ ВАЛ. МУФТЫ	65
7.7. ВТУЛКИ И КОЛЬЦА	67
8. РАБОЧАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ ПРОЕКТА	68

8.1. ОБЩИЕ ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ЧЕРТЕЖЕЙ	68
8.2. СОСТАВЛЕНИЕ СПЕЦИФИКАЦИЙ	70
8.3. КОНСТРУКТОРСКАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ ПРОЕКТА.....	73
Приложение 1	75
Приложение 2	76
Приложение 3	77
Приложение 4	78
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	80

Учебное издание

Составители: **Вамболь** Сергей Александрович

Мищенко Игорь Викторович

Чернобай Геннадий Александрович

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

РАЗДЕЛ «ДЕТАЛИ МАШИН»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА «РАЗРАБОТКА И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРОБКИ ОТБОРА МОЩНОСТИ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ»

Ответственный за выпуск И.В.Мищенко

Подп. к печати 15.06.2015 г. Формат 60x84 1/16
Бум. 80 г/см². Печать ризограф. Усл.-печ. листов 5,25
Тираж экз. Изд. № 56/15 Зак. № /15

**Сектор редакционно-издательской деятельности
Национального университета гражданской защиты Украины
61023, Харьков, ул. Чернышевская, 94**