

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА	7
1.1 Определение расчетной мощности привода	7
1.2 Выбор электродвигателя	7
1.3 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным передачам.....	8
1.4 Силовые и кинематические параметры привода	8
2 РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА	10
2.1 Расчет тихоходной передачи редуктора	10
2.1.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса.....	10
2.1.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость	10
2.1.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.....	12
2.1.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость.....	12
2.1.5 Проверочный расчет на контактную выносливость.....	14
2.1.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки	15
2.1.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость	16
2.1.8 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой	17
2.1.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе	17
2.1.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой	19
2.1.11 Параметры зацепления зубчатой передачи	19
2.2 Расчет быстроходной передачи редуктора.....	20
2.2.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса.....	20
2.2.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость	20
2.2.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.....	21
2.2.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость.....	21

2.2.5 Проверочный расчет на контактную выносливость.....	22
2.2.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки	24
2.2.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость	24
2.2.8 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой	24
2.2.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе	25
2.2.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.....	26
2.2.11 Параметры зацепления зубчатой передачи	26
3 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА	27
4 ВЫБОР МУФТЫ. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ	31
4.1 Выбор муфты	31
4.2 Проектный расчет валов	31
5 КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС, КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА	34
5.1 Конструирование зубчатых колес	34
5.2 Проектирование корпуса и крышки редуктора.....	35
6 ПЕРВЫЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА	36
6.1 Определение расстояний между элементами редуктора	36
6.2 Предварительный выбор подшипников качения.....	37
6.3 Выбор способа смазывания передачи и подшипников	37
7 ПРОВЕРКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ	38
7.1 Определение сил, нагружающих валы редуктора	38
7.2 Проверка подшипников быстроходного вала	39
7.2.1 Определение реакций опор	39
7.2.2 Определение динамической грузоподъемности подшипников	40
7.3 Проверка подшипников промежуточного вала	41
7.3.1 Определение реакций опор	41
7.3.2 Определение динамической грузоподъемности подшипников	42
7.4 Проверка подшипников тихоходного вала.....	43
7.4.1 Определение реакций опор	43
7.4.2 Определение динамической грузоподъемности подшипников	44

8. ВТОРОЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА	45
9 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	46
10 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ	47
10.1 Построение эпюр внутренних силовых факторов	47
10.2 Расчет вала на усталостную прочность	48
11 НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА	51
12 СМАЗКА И СБОРКА РЕДУКТОРА	52
12.1 Смазка редуктора	52
12.2 Сборка и регулировка редуктора.....	52
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	54

ВВЕДЕНИЕ

Заданием на курсовой проект предусмотрена разработка конструкции привода для ленточного конвейера. Проектируемый привод (рисунок 1) состоит из электродвигателя, двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по развернутой схеме, открытой цепной передачи и приводного барабана. Для соединения вала электродвигателя с быстроходным валом редуктора используется упругая муфта.

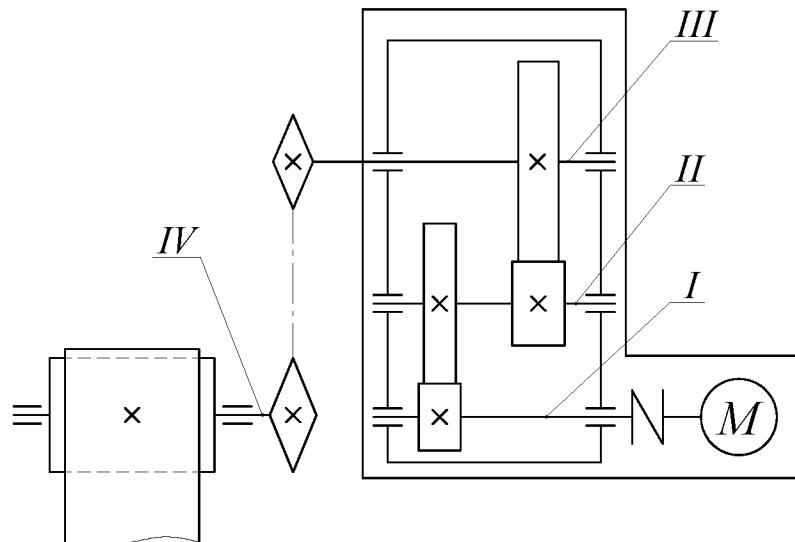


Рисунок 1 – Кинематическая схема привода конвейера

Редуктор предназначен для передачи мощности от вала двигателя к приводному валу конвейера, понижения угловых скоростей и, соответственно, повышения вращающегося момента ведомого вала по сравнению с ведущим валом. Редуктор состоит из корпуса, в котором помещаются элементы передачи – зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. В корпусе редуктора размещают также устройство для смазывания зацепления и подшипников.

Нагрузка, воспринимаемая приводом, имеет ступенчатый вид (рисунок 2).

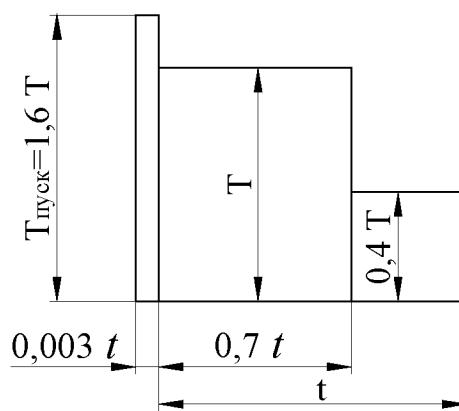


Рисунок 2 – Циклограмма нагрузки

1 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

1.1 Определение расчетной мощности привода

Расчетная мощность электродвигателя определяется по формуле [1, с.5]

$$P_{\text{эд}} = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (1)$$

где P – мощность на приводном валу конвейера, $P = 4$ кВт;

$\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода;

Общий КПД привода определяется как произведение КПД отдельных элементов привода [2, таблица 1.2.1]. Для проектируемого привода получим:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m \cdot \eta_{up} \cdot \eta_{ou} \cdot \eta_{nk}, \quad (2)$$

где η_m – КПД муфты, принимаем $\eta_m = 0,99$;

η_{up} – КПД цилиндрической передачи редуктора, принимаем $\eta_{up} = 0,97$;

η_{ou} – КПД открытой цепной передачи, принимаем $\eta_{ou} = 0,92$;

η_{nk} – КПД пары подшипников качения, принимаем $\eta_{nk} = 0,99$;

$$\eta_{\text{общ}} = 0,99 \cdot 0,97^2 \cdot 0,92 \cdot 0,99^4 = 0,823;$$

$$P_{\text{эд}} = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{3}{0,823} = 4,86 \text{ кВт.}$$

1.2 Выбор электродвигателя

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле

$$n_{mp} = n_b \cdot u_{ped} \cdot u_{on \min}, \quad (3)$$

где n_b – число оборотов приводного вала, $n_b = 37$ об/мин;

$u_{ped,cr}$ – среднее передаточного числа редуктора привода, принимаем $u_{ped} = 16$ [2, таблица 1.2.2];

$u_{on \min}$ – наименьшее значение передаточного числа открытой передачи привода, принимаем $u_{on \min} = 2$ [2, таблица 1.2.2];

$$n_{mp} = 37 \cdot 16 \cdot 2 = 1184 \text{ об/мин.}$$

По величине n_{mp} с учетом $P_{\text{эд}}$ принимаем электродвигатель АИР112М4 [1, таблица 24.9]. За расчетную частоту $n_{\text{эд}}$ вращения принимаем номинальную частоту вращения $n_{\text{эд}} = 1430$ об/мин.

Техническая характеристика электродвигателя представлена в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристики электродвигателя

Обозначение электродвигателя	Номинальная мощность, кВт	Частота враще- ния, об/мин	$\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$	d_1 , мм	l_1 , мм
АИР112М4	5,5	1430	2,4	32	80

1.3 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным передачам

Общее передаточное число привода определяется по формуле

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{пед}} \cdot u_{\text{он}} = \frac{n_{\text{ед}}}{n_{\text{о}}}; \quad (4)$$

$$u_{\text{общ}} = \frac{1430}{37} = 38,649.$$

Оставляем передаточное число открытой передачи без изменений, тогда передаточное число редуктора составит:

$$u_{\text{пед}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{он}}} = \frac{36,188}{2} = 19,325.$$

Определяем передаточные отношения быстроходной u_{o} и тихоходной u_{m} ступеней редуктора [3, таблица 1.3]

$$\begin{aligned} u_{\text{m}} &= 0,88 \cdot \sqrt{u_{\text{пед}}}, \quad u_{\text{o}} = u_{\text{пед}} / u_{\text{m}}; \\ u_{\text{m}} &= 0,88 \cdot \sqrt{19,325} = 3,743; \\ u_{\text{o}} &= 19,325 / 3,743 = 4,834. \end{aligned} \quad (5)$$

1.4 Силовые и кинематические параметры привода

Расчет элементов привода выполняем по расчетной мощности $P_{\text{ед}}$ электродвигателя. Обозначим валы привода (рисунок 1): 1 – быстроходный вал редуктора; 2 – промежуточный вал редуктора; 3 – выходной вал редуктора; 4 – приводной вал конвейера. Для каждого вала определяем частоту вращения n , мощность P и врашающий момент T .

Определяем частоты вращения валов привода:

$$\begin{aligned}
n_{\vartheta} &= 1430 \text{ об/мин}; \\
n_1 &= n_{\vartheta} = 1430 \text{ об/мин}; \\
n_2 &= n_1 / u_{\delta} = 1430 / 4,34 = 329,5 \text{ об/мин}; \\
n_3 &= n_2 / u_m = 329,5 / 3,743 = 74 \text{ об/мин}; \\
n_4 &= n_3 / u_{on} = 74 / 2 = 37 \text{ об/мин}.
\end{aligned}$$

Определение мощностей, передаваемых на валы привода:

$$\begin{aligned}
P_{\vartheta} &= 4,86 \text{ кВт}; \\
P_1 &= P_{\vartheta} \cdot \eta_m \cdot \eta_{nk} = 4,86 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 4,763 \text{ кВт}; \\
P_2 &= P_1 \cdot \eta_{un} \cdot \eta_{nk} = 4,763 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 4,574 \text{ кВт}; \\
P_3 &= P_2 \cdot \eta_{un} \cdot \eta_{nk} = 4,574 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 4,392 \text{ кВт}; \\
P_4 &= P_3 \cdot \eta_{on} \cdot \eta_n = 4,392 \cdot 0,92 \cdot 0,99 = 4 \text{ кВт}.
\end{aligned}$$

Определение врачающих моментов, передаваемых на валы привода:

$$\begin{aligned}
T_i &= 9550 \cdot \frac{P_i}{n_i}; \quad (6) \\
T_{\vartheta} &= 9550 \cdot \frac{P_{\vartheta}}{n_{\vartheta}} = 9550 \cdot \frac{4,86}{1430} = 20,7 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\
T_1 &= 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{4,763}{1430} = 20,3 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\
T_2 &= 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{4,574}{381,3} = 94,1 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\
T_3 &= 9550 \cdot \frac{P_3}{n_3} = 9550 \cdot \frac{4,392}{74} = 338,2 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\
T_4 &= 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 9550 \cdot \frac{4}{37} = 616 \text{ Н}\cdot\text{м}.
\end{aligned}$$

Определенные значения сводим в таблицу 2

Таблица 2 – Кинематические и силовые параметры привода

Номер вала	Число оборотов n , об/мин	Передаваемая мощность P , кВт	Крутящий момент T , Н·м
Э.д.	1430	4,86	20,7
1	1430	4,763	20,3
2	329,5	7,574	94,1
3	74	4,392	338,2
4	37	4	616

2 РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА

2.1 Расчет тихоходной передачи редуктора

Исходными данными для расчета тихоходной передачи редуктора являются:

- крутящий момент на валу шестерни $T_1 = T_{II} = 94,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- крутящий момент на валу колеса $T_2 = T_{III} = 338,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- частота вращения вала шестерни $n_1 = n_{II} = 329,5 \text{ об}/\text{мин}$;
- частота вращения вала колеса $n_2 = n_{III} = 74 \text{ об}/\text{мин}$;
- передаточное число передачи $u = u_m = 3,743$.

2.1.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса

Зубчатые колеса закрытых передач изготавливают из конструкционной углеродистой или легированной стали. На основании рекомендаций [1, с.133] для изготовления шестерни принимаем сталь 40Х, а для изготовления колеса – сталь 35Х.

Механические характеристики материалов представлены в таблице 3

Таблица 3 – Механические характеристики материалов

Наим.	марка стали	ТО	Диаметр заготовки	Твердость H_{HB}	Предел прочности, σ_b , МПа	Предел текучести σ_t , МПа
шестерня	40Х	Улучшение	до 120	257...285	930	690
колесо	35Х	Улучшение	любой	220...260	740	490

Для обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни 1 и колеса 2 прямозубых передач и ускорения их приработки должно выполняться условие [4, формула 2.1];

$$H_{HB1} \geq H_{HB2} + (20...30), \quad (7)$$

где $H_{HB1} = 260 \text{ НВ}$; $H_{HB2} = 230 \text{ НВ}$.

2.1.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость

Определяем рабочий ресурс привода [4, с.9]

$$t = L \cdot 365 \cdot k_{год} \cdot 24 \cdot k_{сум}, \quad (8)$$

где L – срок службы привода; $L = 10$ лет;

$k_{год}$ – коэффициент годового использования привода; $k_{год} = 0,85$;

$k_{сум}$ – коэффициент суточного использования привода; $k_{сум} = 0,75$;

$$t = 10 \cdot 365 \cdot 0,75 \cdot 24 \cdot 0,85 = 55845 \text{ час.}$$

Определяем базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости [5, с.192]

$$N_{HO} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4}; \quad (9)$$

$$N_{HO1} = 30 \cdot 260^{2,4} = 1,88 \cdot 10^7;$$

$$N_{HO2} = 30 \cdot 230^{2,4} = 1,4 \cdot 10^7.$$

Определяем эквивалентное число циклов перемены напряжений [5, формула 9.32] с учетом циклограммы нагрузки (рисунок 2)

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \cdot n_i \cdot t_i, \quad (10)$$

где T_i – один из числа длительно действующих моментов, учитываемых при расчете на выносливость, Н·м;

T – максимальный момент, учитываемый при расчете на выносливость, Н·м;

n_i – частота вращения зубчатого колеса при действии момента T_i , об/мин;

c – число колес, находящихся одновременно в зацеплении с шестерней;

$$N_{HE1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^3 \cdot 0,7 + 0,4^3 \cdot 0,3) \cdot 329,5 \cdot 55845 = 5,63 \cdot 10^8;$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u}; \quad N_{HE1} = \frac{5,63 \cdot 10^8}{3,743} = 1,5 \cdot 10^8.$$

Определяем предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу N_{HO} циклов перемены напряжений, МПа [5, таблица 9.11]

$$\sigma_{H\lim b} = 2H_{HB} + 70; \quad (11)$$

$$\sigma_{H\lim b1} = 2H_{HB1} + 70 = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\lim b2} = 2H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа.}$$

Определяем допускаемые контактные напряжения, МПа [1, формула 9.10]

$$\sigma_{HP} = 0,9 \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{HL}, \quad (12)$$

где S_H – коэффициент безопасности, принимаем $S_H = 1,1$ [5, с.192];

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима работы передачи; т.к. $N_{HE1} > N_{HO1}$ и $N_{HE2} > N_{HO2}$ то $K_{HL} = 1$;

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \cdot \frac{590}{1,1} \cdot 1 = 482,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = 0,9 \cdot \frac{530}{1,1} \cdot 1 = 433,6 \text{ МПа.}$$

В дальнейшем за расчетное принимаем напряжение $\sigma_{HP} = \sigma_{HP2} = 433,6 \text{ МПа.}$

2.1.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Предельные допускаемые напряжения при действии максимальной нагрузки для шестерни и колеса определяются по формуле [5, с.197]

$$\sigma_{HP\max} = 2,8 \cdot \sigma_t, \quad (13)$$

где σ_t – предел текучести материала, МПа;

$$\sigma_{HP\max 1} = 2,8 \cdot 690 = 1932 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP\max 2} = 2,8 \cdot 490 = 1372 \text{ МПа}.$$

2.1.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость

Принимаем предварительно передачу прямозубой.

Диаметр начальной окружности шестерни d_{w1} , мм, определяется по формуле [5, формула 9.1]

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (14)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент, для прямозубых передач $K_d = 770 (\text{Н}/\text{мм}^2)^{1/3}$;

T_1 – вращающий момент на валу шестерни, $T_1 = 94,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

u – передаточное число тихоходной ступени редуктора, $u = 3,743$;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, $\sigma_{HP} = 433,6 \text{ МПа}$;

ψ_{bd} – параметр, выбираемый в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и расположении колес относительно опор; принимаем $\psi_{bd} = 1,0$ [6, таблица П2.8];

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба; $K_{H\beta} = 1,075$ [6, рисунок П2.1]

$$d_{w1} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{94,1 \cdot 1,075}{1,2 \cdot 433,6^2} \cdot \frac{3,743+1}{3,743}} = 67,8 \text{ мм.}$$

Окружная скорость шестерни 1 определяется по формуле

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (15)$$

где n_1 – частота вращения шестерни, об/мин;

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 67,8 \cdot 329,5}{60 \cdot 1000} = 2,12 \text{ м/с};$$

Т.к. $v_1 < 3 \text{ м/с}$ [4, с 12], то передача действительно прямозубая.

Рабочая ширина венца шестерни определяется по формуле: [5, с. 183]

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_w; \quad (16)$$

$$b_{w1} = 1,0 \cdot 67,8 = 67,8 \text{ мм};$$

Принимаем $b_{w1} = 65$ мм [3, таблица П2.7]

Рабочая ширина венца колеса $b_{w2} = b_{w1} - 5 = 65 - 5 = 60$ мм.

Нормальный модуль зацепления определяется по формуле [5, формула 9.3]

$$m = \frac{b_w}{\psi_m}, \quad (17)$$

где ψ_m – параметр, выбираемый в зависимости от типа передачи и твердости рабочих поверхностей зубьев [5, таблица 9.5]; $\psi_m = 25\dots30$;

$$m = \frac{65}{27} = 2,41 \text{ мм};$$

Принимаем $m = 2,5$ мм. [6, таблица П2.9]

Числа зубьев шестерни и колеса определяются по формуле [5, таблица 9.1]

$$z_1 = \frac{d_{w1}}{m} \geq z_{\min} = 17; \quad (18)$$

$$z_2 = z_1 \cdot u; \quad (19)$$

$$z_1 = \frac{67,8}{2,5} = 27,1; \quad \text{принимаем } z_1 = 27;$$

$$z_2 = 27 \cdot 3,743 = 101,1; \quad \text{принимаем } z_2 = 101.$$

Уточняем величины:

– передаточного числа

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad u = \frac{101}{27} = 3,741.$$

– диаметры начальных окружностей

$$d_w = m \cdot z; \quad (20)$$

$$d_{w1} = m \cdot z_1 = 2,5 \cdot 27 = 67,5 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = m \cdot z_2 = 2,5 \cdot 101 = 252,5 \text{ мм}.$$

– межосевого расстояния передачи

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}); \quad (21)$$

$$a_w = 0,5 \cdot (67,5 + 252,5) = 160 \text{ мм}.$$

– окружную скорость шестерни

$$\nu_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 67,5 \cdot 329,5}{60 \cdot 1000} = 2,12 \text{ м/с.}$$

Для проектируемой передачи назначаем 8-ю степень точности. [6, таблица П2.12]

2.1.5 Проверочный расчет на контактную выносливость

Определяем удельную окружную динамическую силу [5, формула 9.10]

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (22)$$

где δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации головок зубьев; $\delta_H = 0,006$ [6, таблица П2.11];

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса; $g_0 = 56$ [6, таблица П2.10];

$$w_{Hv} = 0,006 \cdot 56 \cdot 2,12 \cdot \sqrt{\frac{160}{3,741}} = 4,66 \text{ Н/мм.}$$

Определяем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении [5, формула 9.9]

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} \cdot b_{w1} \cdot d_{w1}}{2000 \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}, \quad (23)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1,0$;

$$K_{H\beta} = 1,075;$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{4,66 \cdot 65 \cdot 67,5}{2000 \cdot 94,1 \cdot 1,0 \cdot 1,075} = 1,1.$$

Определяем удельную расчетную окружную силу, Н/мм [5, формула 9.8]

$$w_{Ht1} = \frac{2000 \cdot T_1}{b_{w1} \cdot d_{w1}} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}; \quad (24)$$

$$w_{Ht1} = \frac{2000 \cdot 94,1}{65 \cdot 67,5} \cdot 1,0 \cdot 1,075 \cdot 1,1 = 50,72 \text{ Н/мм.}$$

Определяем коэффициент торцевого перекрытия [5, таблица 9.1, п.13]

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right]; \quad (25)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{27} + \frac{1}{101} \right) \right] = 1,73.$$

Для обеспечения контактной выносливости должно выполняться условие [5, формула 9.7]

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{Ht1}}{d_{w1}}} \cdot \frac{u+1}{u} \leq \sigma_{HP}, \quad (26)$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, для прямозубых передач $Z_H = 1,77$ [5, с.185];

Z_M – коэффициент, учитывающий механические характеристики материалов сопряженных зубчатых колес; $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ [5, с.185];

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

Коэффициент Z_ε для прямозубых передач определяется по формуле [5, с.185]

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}; \quad (27)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,73}{3}} = 0,87.$$

Расчетные контактные напряжения составят

$$\sigma_H = 1,77 \cdot 275 \cdot 0,87 \cdot \sqrt{\frac{50,72}{67,5} \cdot \frac{3,741 + 1}{3,741}} = 413,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 413,2 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 433,6 \text{ МПа};$$

Для стальных зубчатых колес недонапряжение составит [7, с.65]

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sigma_{HP}} \cdot 100\% \leq 10\%; \quad (28)$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{433,6 - 413,2}{433,6} \cdot 100\% = 4,7 < 10\%.$$

Условие прочности (26) выполняется.

2.1.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Расчетное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой определяется по формуле [5, формула 9.38]

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max} / T_{nom}} \leq \sigma_{HP\max}, \quad (29)$$

где T_{\max} / T_{nom} – выбирают по каталогу электродвигателей,

$$T_{\max} / T_{nom} = 2,2 \text{ (таблица 1);}$$

$$\sigma_{H\max} = 413,2 \cdot \sqrt{2,2} = 612,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\max} = 612,9 \text{ МПа} < \sigma_{HP\max} = 1372 \text{ МПа};$$

Условие прочности (29) выполняется.

2.1.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

Определяем эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_{FE} = 60 \cdot c \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T} \right)^6 \cdot n_i \cdot t_i; \quad (30)$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^6 \cdot 0,3 + 0,4^6 \cdot 0,3) \cdot 329,5 \cdot 55845 = 4,44 \cdot 10^8;$$

$$N_{FE2} = N_{FE1} / u; \quad N_{FE2} = 4,44 \cdot 10^8 / 3,741 = 1,19 \cdot 10^8.$$

Определяем предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ циклов перемены напряжений, МПа

$$\sigma_{F\lim b}^0 = 1,8 H_{HB}; \quad (31)$$

$$\sigma_{F\lim b1}^0 = 1,8 H_{HB1} = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\lim b2}^0 = 1,8 H_{HB2} = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент безопасности

$$S_F = S'_F \cdot S''_F, \quad (32)$$

где S'_F – коэффициент, учитывающий нестабильность материала колеса и ответственность передачи; $S'_F = 1,75$ [8, с.43];

S''_F – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса; принимаем $S''_F = 1,0$ [8, с.44];

$$S_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75.$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба, МПа [5, формула 9.35]:

$$\sigma_{FD} = \frac{\sigma_{F\lim b}^0}{S_F} K_{FC} K_{FL}, \quad (33)$$

где K_{FC} – коэффициент, учитывающий переменность направления нагрузки на зуб; для нереверсивных передач $K_{FC} = 1,0$ [5, с.193];

K_{FL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима работы передачи; т.к. $N_{FE1} > N_{FO}$ и $N_{FE2} > N_{FO}$, то $K_{FL} = 1$;

$$\sigma_{FP1} = \frac{468}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 267,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{414}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 236,6 \text{ МПа.}$$

2.1.8 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Определяем предельные напряжения, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зубьев, МПа

$$\sigma_{F\lim M} = 4,8 \cdot H_{HB}; \quad (34)$$

$$\sigma_{F\lim M1} = 4,8 \cdot 260 = 1248 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\lim M2} = 4,8 \cdot 230 = 1104 \text{ МПа.}$$

Предельные допускаемые напряжения при действии максимальной нагрузки для шестерни и колеса определяются по формуле [4, формула 3.19]

$$\sigma_{FPM} = \frac{\sigma_{F\lim M}}{S_{FM}} Y_S K_{XF}, \quad (35)$$

где S_{FM} – коэффициент безопасности; $S_{FM} = 1,75$ [2, с.11];

Y_S – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала и концентрации напряжений; $Y_S = 1,03$ [6, рисунок П2.2];

K_{XF} – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса; $K_{XF1} = 1,0$; $K_{XF2} = 1,0$ [6, рисунок П2.3];

$$\sigma_{FPM1} = \frac{1248}{1,75} \cdot 1,03 \cdot 1,0 = 734,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FPM2} = \frac{1104}{1,75} \cdot 1,03 \cdot 1,0 = 649,8 \text{ МПа.}$$

2.1.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе

Определяем коэффициенты формы зуба для шестерни и колеса [2, рисунок П2.4]

$$Y_{F1} = 3,75; \quad \text{при } z_1 = 27;$$

$$Y_{F2} = 3,6; \quad \text{при } z_{v2} = 101.$$

Определяем отношение σ_{FP}/Y_F

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} = \frac{267,4}{3,75} = 71,3 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} = \frac{236,6}{3,6} = 65,7 \text{ МПа};$$

Т.к. $\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} < \frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}}$, то расчет ведем по колесу.

Определяем удельную окружную динамическую силу, Н/мм

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (36)$$

где δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации головок зубьев; $\delta_F = 0,016$ [6, таблица П2.11];

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса; $g_0 = 56$ [6, таблица П2.10];

$$w_{Fv} = 0,016 \cdot 56 \cdot 2,12 \cdot \sqrt{\frac{160}{3,741}} = 12,42 \text{ Н/мм.}$$

Определяем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении [5, формула 9.9]

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} \cdot b_w \cdot d_w}{2000 \cdot T \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta}}, \quad (37)$$

где T – врачающий момент на зубчатом колесе, по которому выполняется расчет, Н·м;

K_{Fa} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, для прямозубых передач $K_{Fa} = 1$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба $K_{F\beta} = 1,18$ [6, рисунок П2.1];

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} \cdot b_{w2} \cdot d_{w2}}{2000 \cdot T_2 \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta}} = 1 + \frac{12,42 \cdot 60 \cdot 252,5}{2000 \cdot 338,2 \cdot 1 \cdot 1,18} = 1,236.$$

Определяем удельную расчетную окружную силу, Н/мм

$$w_{Ft} = \frac{2000 \cdot T}{b_w \cdot d_w} K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (38)$$

$$w_{Ft} = \frac{2000 \cdot T_2}{b_{w2} \cdot d_{w2}} K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = \frac{2000 \cdot 338,2}{60 \cdot 252,5} \cdot 1 \cdot 1,18 \cdot 1,236 = 65,12 \text{ Н/мм.}$$

Усталостный излом зубьев предупреждается при выполнении условия [5, формула 9.11]

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot \frac{w_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP}, \quad (39)$$

где Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба; для прямозубых передач $Y_\beta = 1$ [5, с.187]

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot \frac{w_{Ft}}{m} = 3,6 \cdot 1,0 \cdot \frac{65,12}{2,5} = 97,68 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{F2} = 97,68 \text{ МПа} < \sigma_{FP2} = 236,6 \text{ МПа.}$$

Условие прочности (39) выполняется.

2.1.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Остаточные деформации или хрупкий излом зубьев предотвращается при выполнении условия [5, формула 9.39]:

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{hom}} \leq \sigma_{FPM} \quad (40)$$

$$\sigma_{FM2} = 97,68 \cdot 2,2 = 214,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FM} = 214,9 \text{ МПа} < \sigma_{FPM} = 649,8 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (40) выполняется.

2.1.11 Параметры зацепления зубчатой передачи

Определяем диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса

$$d_a = d_w + 2 \cdot m, \quad (41)$$

$$d_{a1} = 67,5 + 2 \cdot 2,5 = 72,5 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 252,5 + 2 \cdot 2,5 = 257,5 \text{ мм}.$$

Определяем диаметры окружностей впадин зубьев шестерни и колеса

$$d_f = d_w - 2,5 \cdot m, \quad (42)$$

$$d_{f1} = 67,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 61,25 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 252,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 246,25 \text{ мм}.$$

Параметры зацепления представлены в таблице 4

Таблица 4 – Параметры зацепления зубчатой передачи

Наименование параметра	Обозн.	Единица измерения	Значения	
			шестерня	колесо
Межосевое расстояние	a_w	мм		160
Модуль зацепления	m	мм		2,5
Передаточное число	i	–		3,741
Степень точности по ГОСТ 1643-81	–	–		8
Число зубьев	z	–	27	101
Делительный диаметр	d_w	мм	67,5	252,5
Диаметр окружности вершин зубьев	d_a	мм	72,5	257,5
Диаметр окружности впадин зубьев	d_f	мм	61,25	246,25
Рабочая ширина венца	b_w	мм	65	60

2.2 Расчет быстроходной передачи редуктора

Исходными данными для расчета быстроходной передачи редуктора являются:

- крутящий момент на валу шестерни $T_1 = T_I = 20,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- крутящий момент на валу колеса $T_2 = T_{II} = 94,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- частота вращения вала шестерни $n_1 = n_I = 1430 \text{ об}/\text{мин}$;
- частота вращения вала колеса $n_2 = n_{II} = 329,5 \text{ об}/\text{мин}$;
- передаточное число передачи $u = u_6 = 4,834$.

2.2.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса

На основании рекомендаций [1, с.133] для изготовления шестерни принимаем сталь 45, а колеса – сталь 35.

Механические характеристики материалов представлены в таблице 5

Таблица 5 – Механические характеристики материалов

Наим.	марка стали	ТО	Диаметр заготовки	Твердость H_{HB}	Предел прочности, $\sigma_b, \text{МПа}$	Предел текучести $\sigma_t, \text{МПа}$
шестерня	45	Улучшение	60...90	207...236	780	440
колесо	35	Нормализ.	300...500	150...180	470	240

Принимаем предварительно передачу косозубой. Для обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни 1 и колеса 2 прямозубых передач и ускорения их приработки должно выполняться условие [4, формула 2.1]

$$H_{HB1} \geq H_{HB2} + (50...60), \quad (43)$$

где $H_{HB1} = 220 \text{ НВ}$; $H_{HB2} = 160 \text{ НВ}$;

2.2.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость

Определяем базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости по формуле (9)

$$N_{HO1} = 30 \cdot H_{HB1}^{2,4} = 30 \cdot 262^{2,4} = 1,26 \cdot 10^7,$$

$$N_{HO2} = 30 \cdot H_{HB2}^{2,4} = 30 \cdot 160^{2,4} = 5,85 \cdot 10^6.$$

Определяем эквивалентное число циклов перемены напряжений по формуле (10)

$$N_{HE1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^3 \cdot 0,3 + 0,4^3 \cdot 0,3) \cdot 1430 \cdot 55845 = 2,72 \cdot 10^9,$$

$$N_{HE2} = N_{HE1} / u; \quad N_{HE2} = 2,72 \cdot 10^9 / 4,834 = 5,63 \cdot 10^8.$$

Определяем предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу N_{HO} циклов перемены напряжений по формуле (11)

$$\sigma_{H\lim b1} = 2H_{HB1} + 70 = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{H\lim b2} = 2H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 160 + 70 = 390 \text{ МПа.}$$

Определяем допускаемые контактные напряжения по формуле (12)

Т.к. $N_{HE1} > N_{HO1}$ и $N_{HE2} > N_{HO2}$, то коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \frac{\sigma_{H\lim b1}}{S_H} K_{HL} = 0,9 \cdot \frac{510}{1,1} \cdot 1 = 417,3 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{HP2} = 0,9 \frac{\sigma_{H\lim b2}}{S_H} K_{HL} = 0,9 \cdot \frac{390}{1,1} \cdot 1 = 319,1 \text{ МПа.}$$

Для косозубой передачи за расчетное принимаем условное допускаемое контактное напряжение [5, формула 9.33]

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \leq 1,23 \sigma_{HP\min}, \quad (44)$$

где $\sigma_{HP\min}$ – меньшее из значений σ_{HP1} и σ_{HP2}

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (417,3 + 319,1) = 331,4 \text{ МПа, ;}$$

$$1,23 \cdot 319,1 = 392,5 \text{ МПа.}$$

Условие (44) выполняется. Окончательно принимаем $\sigma_{HP} = 331,4 \text{ МПа.}$

2.2.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Предельные допускаемые напряжения при действии максимальной нагрузки для шестерни и колеса определяются по формуле (13)

$$\sigma_{HPM1} = 2,8 \cdot \sigma_{\tau1} = 2,8 \cdot 440 = 1232 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{HPM2} = 2,8 \cdot \sigma_{\tau2} = 2,8 \cdot 240 = 672 \text{ МПа.}$$

2.2.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость

Диаметр начальной окружности шестерни d_{w1} , определяется по формуле (14)

Вспомогательный коэффициент для косозубых передач $K_d = 675 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{1/3}$,

Вращающий момент на шестерне рассчитываемой пары, $T_1 = 20,3 \text{ Н}\cdot\text{м};$

Передаточное число зубчатой пары $u = 4,834$;

Допускаемое контактное напряжение, $\sigma_{HP} = 331,4 \text{ МПа};$

При несимметричном расположении колес и твердости рабочих поверхностей зубьев $H_{HB} < 350 \text{ НВ}$ $\psi_{bd} = 0,6 \dots 1,2$; принимаем $\psi_{bd} = 0,7$;

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба $K_{H\beta} = 1,09$;

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} = 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{20,3 \cdot 1,09}{0,7 \cdot 331,4^2} \cdot \frac{4,834+1}{4,834}} = 47,4 \text{ мм..}$$

Окружная скорость шестерни 1 определяется по формуле (15)

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 47,4 \cdot 1430}{60 \cdot 1000} = 7,18 \text{ м/с.}$$

Т.к. $v_1 > 3 \text{ м/с}$ [4, с.12], то передача действительно косозубая.

Рабочая ширина венца шестерни определяется по формуле (16)

$$b_{w1} = \psi_{bd} \cdot d_{w1} = 0,7 \cdot 47,4 = 33,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_{w1} = 35$ [6, таблица П2.7]

Рабочая ширина зубчатого венца колеса $b_{w2} = b_{w1} - 5 = 35 - 5 = 30 \text{ мм.}$

Нормальный модуль зацепления определяется по формуле (17)

$$m_n = \frac{b_{w1}}{\psi_m} = \frac{35}{27} = 1,3.$$

Принимаем $m_n = 1,5 \text{ мм}$ [6, таблица П2.9]

Числа зубьев шестерни и колеса определяются по формулам [5, таблица 9.1]

$$z_1 = \frac{d_{w1} \cdot \cos \beta}{m_n} \geq z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta; \quad z_2 = z_1 \cdot u, \quad (45)$$

где β – основной угол наклона зубьев шестерни и колеса; для косозубых передач $\beta = 8...20^\circ$; принимаем $\beta = 10^\circ$ [9];

$$z_1 = \frac{47,4 \cdot \cos 10^\circ}{1,5} = 31,1; \quad \text{принимаем } z_1 = 31;$$

$$z_2 = 31 \cdot 4,834 = 149,9; \quad \text{принимаем } z_2 = 150.$$

Определяем межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}; \quad (46)$$

$$a_w = \frac{1,5 \cdot (31 + 150)}{2 \cdot \cos 10^\circ} = 137,84 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_w = 138 \text{ мм.}$

Уточняем величины:

– передаточного числа

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{150}{31} = 4,839.$$

– угол наклона зубьев

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w}; \quad (47)$$

$$\beta = \arccos \frac{1,5 \cdot (31 + 150)}{2 \cdot 138} = 10,36^\circ \quad (10^\circ 21' 36").$$

– диаметры начальных окружностей

$$d_w = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}; \quad (48)$$

$$d_{w1} = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 31}{\cos 10,36} = 47,27 \text{ мм},$$

$$d_{w2} = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 120}{\cos 10,36} = 228,73 \text{ мм}.$$

– межосевого расстояния по формуле (21)

$$a_w = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) = 0,5 \cdot (42,27 + 228,73) = 138 \text{ мм}.$$

– окружную скорость шестерни по формуле (15)

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 47,27 \cdot 1430}{60 \cdot 1000} = 7,16 \text{ м/с}.$$

Для проектируемой передачи назначаем 7 степень точности. [6, таблица П2.12]

2.2.5 Проверочный расчет на контактную выносливость

Определяем удельную окружную динамическую силу по формуле (22)

Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации головок зубьев $\delta_H = 0,002$ [6, таблица П2.11];

Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса $g_0 = 47$ [6, таблица П2.10];

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_1 \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,002 \cdot 47 \cdot 7,16 \cdot \sqrt{\frac{138}{4,839}} = 3,59 \text{ Н/мм}.$$

Определяем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении по формуле (23)

коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями для косозубых передач определяется по графику [6, рисунок П2.3]; $K_{H\alpha} = 1,058$; $K_{H\beta} = 1,09$;

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} \cdot b_{w1} \cdot d_{w1}}{2000 \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} K_{H\beta}} = 1 + \frac{3,59 \cdot 35 \cdot 47,27}{2000 \cdot 20,3 \cdot 1,058 \cdot 1,09} = 1,127.$$

Определяем удельную расчетную окружную силу по формуле (24)

$$w_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_1}{b_{w1} \cdot d_{w1}} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} = \frac{2000 \cdot 20,3}{35 \cdot 47,27} \cdot 1,058 \cdot 1,09 \cdot 1,127 = 31,89 \text{ Н/мм.}$$

Определяем коэффициент торцевого перекрытия [5, таблица 9.1, п.13]

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta; \quad (49)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{31} + \frac{1}{150} \right) \right] \cos 10,36^\circ = 1,727.$$

Для обеспечения контактной выносливости должно выполняться условие (26)

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев для косозубых передач определяется по формуле [5, с.185]

$$Z_H = 1,77 \cdot \cos \beta, \quad (50)$$

$$Z_H = 1,77 \cdot \cos 10,36 = 1,741.$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для косозубых передач определяется по формуле [5, с.185]

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}; \quad (51)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,727}} = 0,761.$$

Расчетные контактные напряжения составят

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{w1}} \cdot \frac{u+1}{u}} = 1,741 \cdot 275 \cdot 0,761 \cdot \sqrt{\frac{31,89}{47,27} \cdot \frac{4,839+1}{4,839}} = 328,7 \text{ МПа},$$

$$\sigma_H = 328,7 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 331,4 \text{ МПа.}$$

Для стальных зубчатых колес недонапряжение составит, формула (28):

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sigma_{HP}} \cdot 100\% = \frac{331,4 - 328,7}{331,4} \cdot 100\% = 0,81 < 10\%$$

Условие прочности выполняется (26).

2.2.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Определяем расчетное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой по формуле (29)

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{T_{max} / T_{hom}} = 328,7 \cdot \sqrt{2,2} = 487,5 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{HM} < \sigma_{HPM} = 672 \text{ МПа.}$$

Условие прочности (29) выполняется.

2.2.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

Определяем эквивалентное число циклов перемены напряжений по формуле (30)

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^6 \cdot 0,3 + 0,4^6 \cdot 0,3) \cdot 1430 \cdot 55845 = 2,15 \cdot 10^9,$$

$$N_{FE2} = N_{FE1} / u; \quad N_{FE2} = 2,15 \cdot 10^9 / 4,839 = 4,44 \cdot 10^8.$$

Определяем предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ циклов перемены напряжений по формуле (31)

$$\sigma_{F\lim b1}^0 = 1,8 H_{HB1} = 1,8 \cdot 220 = 396 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F\lim b2}^0 = 1,8 H_{HB2} = 1,8 \cdot 160 = 288 \text{ МПа.}$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба по формуле (33)

Т.к. $N_{FE1} > N_{FO}$ и $N_{FE1} > N_{FO}$, то коэффициент долговечности $K_{FL} = 1$;

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\lim b1}^0}{S_F} K_{FC} K_{FL} = \frac{396}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 226,3 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F\lim b2}^0}{S_F} K_{FC} K_{FL} = \frac{288}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 164,6 \text{ МПа.}$$

2.2.8 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Определяем предельные напряжения, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зубьев, МПа по формуле (34)

$$\sigma_{F\lim M1} = 4,8 \cdot H_{HB1} = 4,8 \cdot 220 = 1056 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F\lim M2} = 4,8 \cdot H_{HB2} = 4,8 \cdot 160 = 768 \text{ МПа.}$$

Предельные допускаемые напряжения при действии максимальной нагрузки для шестерни и колеса определяются по формуле (35)

$Y_S = 1,06$ [6, рисунок П2.2]; $K_{XF} = 1,0$, [6, рисунок П2.3]; $S_{FM} = 1,75$ [4, с.11];

$$\sigma_{FPM1} = \frac{\sigma_{F\lim M1}}{S_{FM}} \cdot Y_S \cdot K_{XF} = \frac{1056}{1,75} \cdot 1,06 \cdot 1,0 = 639,6 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FPM2} = \frac{\sigma_{F\lim M2}}{S_{FM}} \cdot Y_S \cdot K_{XF} = \frac{768}{1,75} \cdot 1,06 \cdot 1,0 = 465,2 \text{ МПа.}$$

2.2.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе

Определяем эквивалентные числа зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}; \quad (52)$$

$$z_{v1} = \frac{31}{\cos^3 10,36} = 33; \quad z_{v2} = \frac{150}{\cos^3 10,36} = 158.$$

Коэффициенты формы зуба для шестерни и колеса [6, рисунок П2.4]

$$Y_{F1} = 3,78; \quad Y_{F2} = 3,6.$$

Определяем отношение σ_{FP}/Y_F

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} = \frac{226,3}{3,78} = 59,87 \text{ МПа}, \quad \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} = \frac{164,6}{3,6} = 45,72 \text{ МПа.}$$

Т.к. $\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} < \frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}}$, то расчет ведем по колесу.

Определяем удельную окружную динамическую силу по формуле (36)
 $\delta_F = 0,006$ [3, таблица П2.11]; $g_0 = 47$ [3, таблица П2.10];

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,006 \cdot 47 \cdot 7,16 \cdot \sqrt{\frac{138}{4,839}} = 10,78 \text{ Н/мм.}$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, для косозубых передач определяется по формуле [5, формула 9.13]

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha}, \quad (53)$$

где n – степень точности передачи

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,727 - 1)(7 - 5)}{4 \cdot 1,727} = 0,79.$$

Определяем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении по формуле (37). $K_{F\beta} = 1,21$ [6, рисунок П2.1];

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} \cdot b_{w2} \cdot d_{w2}}{2000 \cdot T_2 \cdot K_{F\alpha} K_{F\beta}} = 1 + \frac{10,78 \cdot 30 \cdot 228,73}{2000 \cdot 94,1 \cdot 0,79 \cdot 1,21} = 1,411.$$

Определяем удельную расчетную окружную силу по формуле (38)

$$w_{Fr} = \frac{2000 \cdot T_2}{b_{w2} \cdot d_{w2}} K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = \frac{2000 \cdot 94,1}{30 \cdot 228,73} \cdot 0,79 \cdot 1,21 \cdot 1,411 = 36,99 \text{ Н/мм.}$$

Определяем коэффициент, учитывающий наклон зуба [5, с.187]

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}; \quad (54)$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{10,36^\circ}{140^\circ} = 0,926.$$

Определяем напряжения изгиба по формуле (39)

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot \frac{w_{Ft}}{m_n} = 3,6 \cdot 0,926 \cdot \frac{36,99}{1,5} = 82,21 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F2} < \sigma_{FP2} = 164,6 \text{ МПа.}$$

Условие прочности (39) выполняется.

2.2.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Определяем напряжения изгиба, вызываемые действием максимальной нагрузки по формуле (40)

$$\sigma_{FM2} = \sigma_F \cdot T_{\max} / T_{nom} = 82,21 \cdot 2,2 = 180,9 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{HM2} < \sigma_{HPM2} = 465,2 \text{ МПа.}$$

Условие прочности (40) выполняется.

2.2.11 Параметры зацепления зубчатой передачи

Диаметры окружностей выступов определяются по формуле (41)

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m = 47,27 + 2 \cdot 1,5 = 50,27 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot m = 228,73 + 2 \cdot 1,5 = 231,73 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин определяются по формуле (42)

$$d_{f1} = d_{w1} - 2,5 \cdot m = 47,27 - 2,5 \cdot 1,5 = 43,52 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2,5 \cdot m = 228,73 - 2,5 \cdot 1,5 = 224,98 \text{ мм.}$$

Параметры зацепления представлены в таблице 6

Таблица 6— Параметры зацепления быстроходной зубчатой передачи

Наименование параметра	Обозн.	Единица измерения	Значения	
			шестерня	колесо
Межосевое расстояние	a_w	мм		138
Модуль зацепления	m_n	мм		1,5
Передаточное число	u	—		4,839
Угол зацепления	β	град		10,36 (10°21'36")
Степень точности по ГОСТ 1643-81	—	—		7
Число зубьев	z	—	31	150
Делительный диаметр	d_w	мм	47,27	228,73
Диаметр окружности вершин	d_a	мм	50,27	231,73
Диаметр окружности впадин	d_f	мм	43,52	224,98
Ширина венца	b_w	мм	35	30

3 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Мощность на валу ведущей звездочки $P_1 = 4392 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Крутящий момент на валу ведущей звездочки $T_1 = 338.2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 74 \text{ об}/\text{мин}$.

Передаточное число передачи $u_{\text{оп}} = 2.0$.

Назначим условия работы и определим коэффициенты:

- динамичности нагрузки $K_{\text{дн}} = 1.25$ (нагрузка с толчками) [6, с. 176];
- межосевого расстояния $K_a = 1.0$ (принимая предварительно межосевое расстояние $(30...50)t$, где t - шаг цепи) [6, с. 176];
- тип смазывания $K_{\text{см}} = 1$ (периодическое смазывание) [6, с. 176];
- угол наклона передачи $K_\theta = 1.0$ (при угле наклона передачи $\theta < 60^\circ$) [6, с. 176];
- режима работы $K_p = 1.25$ (двухсменная работа) [6, с. 176];
- регулирования натяжения $K_{\text{рн}} = 1.25$ (нерегулируемая цепь) [6, с. 176].

Исходя из данных коэффициентов, определим коэффициент эксплуатации передачи [6, с. 176]

$$K_e = K_{\text{дн}} \cdot K_a \cdot K_{\text{см}} \cdot K_\theta \cdot K_p \cdot K_{\text{рн}}$$

$$K_e = 1.25 \cdot 1.0 \cdot 1.0 \cdot 1.25 \cdot 1.25 = 1.95$$

При передаточном отношении открытой передачи $u_{\text{оп}} = 2$ число зубьев ведущей звездочки равно [6, с. 173]

$$z_1 = 31 - 2 \cdot u_{\text{оп}}$$

$$z_1 = 31 - 2 \cdot 2.0 = 27$$

Принимаем число зубье в звездочки равным $z_{1.} = 27$.

Число зубьев ведущей звездочки [2, с. 152]

$$z_{2.} = z_{1.} \cdot u_{\text{оп}}$$

$$z_{2.} = 27 \cdot 2.0 = 54$$

Принимаем число зубьев звездочки равным $z_2 = 54$.

Для частоты вращения ведущей звездочки $n_1 = 74$ об/мин ориентировочно принимаем значение допускаемого давления в шарнирах цепи $p_0 = 20$ МПа; число рядов цепи $m = 2$ [2. табл. 7.18].

Находим шаг цепи [2, с. 158]

$$t = 2.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 \cdot K_{\vartheta}}{z_1 \cdot p_0 \cdot m}}$$

$$t = 2.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{338.2 \cdot 10^3 \cdot 1.95}{27 \cdot 20 \cdot 2}} = 23.75 \text{ мм}$$

По [2, табл. 7.15] принимаем ближайшее большее значение $t_{II} = 25.4$. Для двухрядной данной цепи:

- площадь проекции опорной поверхности шарнира $S = 359 \text{ mm}^2$;
- масса одного погонного метра цепи $q = 5 \text{ кг/м}$;
- допускаемая разрушающая нагрузка $Q = 113400 \text{ Н}$;
- диаметр роликов $D_{\text{рол}} = 15.88 \text{ мм}$;
- диаметр валика $d_{\text{вал}} = 7.95 \text{ мм}$;
- внутренняя ширина цепи $B_{\text{вн}} = 15.88 \text{ мм}$;
- высота цепи $h = 24.2 \text{ мм}$.

Делительный диаметр ведущей звездочки

$$D_1 = \frac{t_{II}}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} = \frac{25.4}{\sin\left(\frac{\pi}{27}\right)} = 218.79 \text{ мм.}$$

Окружная сила, передаваемая цепью

$$F_{\text{тц}} = \frac{2 \cdot T_1}{D_1 \cdot 10^{-3}} = \frac{2 \cdot 338.2}{218.79 \cdot 10^{-3}} = 3096.7 \text{ Н}$$

Давление в шарнирах цепи [6, с. 176]

$$p = \frac{F_{t\varphi} \cdot K_3}{S} = \frac{3096.7 \cdot 1.95}{359} = 16.82 \text{ МПа.}$$

Данное значение меньше допускаемого давлению равному 20 МПа [2, табл. 7.18]. Значит выбранная цепь удовлетворяет критериям работоспособности.

Межосевое расстояние передачи

$$a = 35 \cdot t_{II} = 35 \cdot 25.4 = 889 \text{ мм.}$$

Скорость цепи

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t_{II}}{60 \cdot 1000} = \frac{27 \cdot 74 \cdot 25.4}{60 \cdot 1000} = 0.85 \text{ м/с.}$$

Фактическое передаточное отношение

$$u_{\Phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{54}{27} = 2 \text{ .}$$

Отклонение от расчетанного ранее

$$\Delta u = \left(\frac{u_{\text{оп}} - u_{\Phi}}{u_{\text{оп}}} \right) \cdot 100 = \frac{2.0 - 2}{2.0} \cdot 100 = 0 \% \\ \text{не превышает требуемых } 4\%.$$

Делительный диаметр ведомой звездочки

$$D_2 = \frac{t_{II}}{\sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)} = \frac{25.4}{\sin\left(\frac{\pi}{54}\right)} = 436.84 \text{ мм.}$$

Число звеньев цепи в шагах [6, с. 174]

$$L_{t.} = \left(\frac{2a}{t_{\Pi}} \right) + \left(\frac{z_{1.} + z_2}{2} \right) - \left(\frac{z_2 - z_{1.}}{2\pi} \right)^2 \cdot \left(\frac{t_{\Pi}}{a} \right)$$

$$L_{t.} = \frac{2 \cdot 889}{25.4} + \frac{27 + 54}{2} - \left(\frac{54 - 27}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{25.4}{889} = 109.97 .$$

Округляя до ближайшего четного числа, принимаем окончательно $L_t = 110$

Уточняем межосевое расстояние для принятого числа шагов цепи

$$a = \left(\frac{t_{\Pi}}{4} \right) \cdot \left[L_t - \left(\frac{z_{1.} + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_{1.} + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_{1.}}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$a = \frac{25.4}{4} \cdot \left[110 - \frac{27 + 54}{2} + \sqrt{\left(110 - \frac{27 + 54}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{54 - 27}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] = 875.85 \text{ мм.}$$

Для необходимости небольшого провисания цепи уменьшаем межосевое расстояние на $\Delta a = 0.003a = 0.003 \cdot 875.85 = 2.63$ мм [6, с. 175] и окончательно принимаем

$$a_{.} = a - \Delta a = 889 - 2.63 = 886.37 \text{ мм.}$$

Нагрузка на валы звездочек F складывается из натяжения цепи от провисания ведомой цепи и окружной силы, передаваемой цепью, и зависит от коэффициента нагрузки вала $K_B = 1.0$, угла наклона передачи к горизонту (коэффициент провисания $K_f = 6$) и массы цепи q (одного погонного метра) [6, с. 175].

Принимая ускорение свободного падения $g = 9.81 \text{ м/с}$, получаем натяжение цепи от провисания ведомой цепи

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot g \cdot a_{.} \cdot 10^{-3} = 6 \cdot 5 \cdot 9.81 \cdot 886.37 \cdot 10^{-3} = 227.5 \text{ Н.}$$

Нагрузка на валы звездочек

$$F = K_B \cdot F_{t\Pi} + 2F_0 = 1.0 \cdot 3096.7 + 2 \cdot 227.5 = 3551.7 \text{ Н.}$$

Нагрузка на валы звездочек принимают направленной по линии центров валов.

натяжение цепи от центробежных сил

$$F_V = q \cdot v^2 = 5 \cdot 0.85^2 = 3.61 \text{ Н.}$$

Расчетный коэффициент безопасности

$$s = \frac{Q}{K_B \cdot F_{tq} + F_0 + F_V} = \frac{113400}{1.0 \cdot 3096.7 + 227.5 + 3.61} = 34.08$$

Для цепи ПР-25,4 при частоте вращения малой звездочки $n_1 = 74$ об/мин минимально допустимое значение коэффициента безопасности $[s]=10.8$ [2, табл. 7.9]. Значит цепь ПР-25,4 удовлетворяет условию безопасности.

Оценим возможность резонансных колебаний цепи

$$n = \frac{30 \cdot \sqrt{\frac{F_{tq}}{q}}}{z_1 \cdot a \cdot 10^{-3}} = \frac{30 \cdot \sqrt{\frac{3096.7}{5}}}{27 \cdot 889 \cdot 10^{-3}} = 31.1 \text{ об/мин} < n_1 = 74 \text{ об/мин.}$$

Следовательно, резонанса нет.

Проверим цепь по числу ударов в секунду u , которое не должно превышать допускаемое для данного шага цепи $[u]=20$ [5, с. 232]

$$u = \frac{z_1 \cdot n_1}{15L_t} = \frac{27 \cdot 74}{15 \cdot 110} = 1.21 < [u]=20.$$

Условие выполняется.

Делительные диаметры звездочек рассчитаны в пункте 2 пояснительной записи: $d_{d1} = D_1 = 218.79$ мм, $d_{d2} = D_2 = 436.84$ мм. Рассчитаем остальные размеры.

Диаметры окружностей выступов

$$D_{e1} = t_{\Pi} \cdot \left(0.532 + \frac{1}{\tan\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} \right) = 25.4 \cdot \left(0.532 + \frac{1}{\tan\left(\frac{\pi}{27}\right)} \right) = 230.82 \text{ мм.}$$

$$D_{e2} = t_{\Pi} \cdot \left(0.532 + \frac{1}{\tan\left(\frac{\pi}{z_2}\right)} \right) = 25.4 \cdot \left(0.532 + \frac{1}{\tan\left(\frac{\pi}{54}\right)} \right) = 449.61 \text{ мм.}$$

Радиус зуба в продольном сечении звездочки

$$r = 0.5025 \cdot D_{\text{пол}} + 0.05 = 0.5025 \cdot 15.88 + 0.05 = 8.03 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин

$$D_{i1} = D_1 - 2r = 218.79 - 2 \cdot 8.03 = 202.73 \text{ мм.}$$

$$D_{i2} = D_2 - 2r = 436.84 - 2 \cdot 8.03 = 420.78 \text{ мм.}$$

Диаметры проточки

$$D_{c1} = \left(\frac{t_{II}}{\tan\left(\frac{\pi}{z_{1.}}\right)} \right) - 1.3 \cdot h = \frac{25.4}{\tan\left(\frac{\pi}{27}\right)} - 1.3 \cdot 24.2 = 185.85 \text{ мм.}$$

$$D_{c2} = \left(\frac{t_{II}}{\tan\left(\frac{\pi}{z_2}\right)} \right) - 1.3 \cdot h = \frac{25.4}{\tan\left(\frac{\pi}{54}\right)} - 1.3 \cdot 24.2 = 404.64 \text{ мм.}$$

Ширина зуба

$$b = 0.93 \cdot B_{BH} - 0.15 = 0.93 \cdot 15.88 - 0.15 = 14.62 \text{ мм.}$$

Радиус закругления зуба

$$R = 1.7 \cdot D_{pol} = 1.7 \cdot 15.88 = 27 \text{ мм.}$$

Толщина обода

$$\delta_1 = 1.5 \cdot (D_{e1} - D_1) = 1.5 \cdot (230.82 - 218.79) = 18.05 \text{ мм.}$$

$$\delta_2 = 1.5 \cdot (D_{e2} - D_2) = 1.5 \cdot (449.61 - 436.84) = 19.16 \text{ мм.}$$

Толщина диска

$$c_1 = 1.25 \cdot \delta_1 = 1.25 \cdot 18.05 = 22.56 \text{ мм.}$$

$$c_2 = 1.25 \cdot \delta_2 = 1.25 \cdot 19.16 = 23.95 \text{ мм.}$$

Длина ступицы

$$l_{CT1} = 1.2 \cdot d_3 = 1.2 \cdot 20 = 24 \text{ мм.}$$

$$l_{CT2} = 1.2 \cdot d_K = 1.2 \cdot 22 = 26.4 \text{ мм.}$$

Диаметр ступицы

$$d_{ct1} = 1.3 \cdot d_3 = 1.3 \cdot 20 = 26 \text{ мм.}$$

$$d_{ct2} = 1.3 \cdot d_K = 1.3 \cdot 22 = 28.6 \text{ мм.}$$

Фаска профиля зуба

$$f = 0.2 \cdot b = 0.2 \cdot 14.62 = 2.92 \text{ мм.}$$

Угол скоса принимаем равным $\gamma = 20^\circ$. Для облегчения веса в дисках иногда выполняют 4 ... 6 отверстий.

4 ВЫБОР МУФТЫ. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

4.1 Выбор муфты

Для соединения быстроходного вала редуктора с валом электродвигателя принимаем упругую втулочно-пальцевую муфту по ГОСТ 21424–93.

Определяем расчетный вращающий момент муфты [3, с. 299]

$$T_m = K \cdot T, \quad (71)$$

где T – крутящий момент на валу электродвигателя, $T = T_{\text{эд}} = 20,7$;

K – коэффициент режима работы; при спокойной работе и небольших разгоняемых при пуске массах $K = 1,1 \dots 1,4$; принимаем $K = 1,4$;

$$T_m = 1,4 \cdot 20,7 = 29 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

По величине T_m и с учетом посадочного диаметра полумуфты на вал электродвигателя ($d = 32$ мм) принимаем муфту 250–32–1–32–2 ГОСТ 21424–93 с посадочным диаметром на вал электродвигателя $d_{\text{эд}} = 32$ мм, вал редуктора $d_1 = 32$ мм [2, с.252].

Пределевые смещения соединяемых валов не более: [2, с. 252]

радиальные $\Delta = 0,3$ мм;

угловые $\gamma = 1^\circ$;

Радиальная сила F_m , действующая на быстроходный вал со стороны муфты, определяется по формуле: [2, с. 64]

$$F_m = 0,25 \cdot F_0, \quad (72)$$

где F_0 – окружная сила на делительном диаметре пальцев;

$$F_0 = \frac{2 \cdot T_m}{D_1}, \quad (73)$$

где D_1 – диаметр окружности установки пальцев, $D_1 = 100$ мм; [2, с.252]

$$F_0 = \frac{2 \cdot 29 \cdot 10^3}{100} = 580 \text{ Н};$$

$$F_m = 0,25 \cdot 580 = 145 \text{ Н.}$$

4.2 Проектный расчет валов

Конструирование быстроходного вала

Диаметр d_1 определяем из расчета на чистое кручение по пониженным касательным напряжениям [10, формула 1]

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot 10^3}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (74)$$

где $[\tau]$ – допускаемые касательные напряжения; при ориентировочном расчете диаметра входных и выходных концов валов $[\tau] = 20 \dots 25$ МПа; принимаем $[\tau] = 20$ МПа;

T – крутящий момент на проектируемом валу, $T = T_I = 20,3$ Н·м;

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 20,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 17,3 \text{ мм};$$

С учетом условия установки полумуфты, принимаем $d_1 = 32$ мм.

Длину вала согласно ГОСТ 12080-66 принимаем $l_1 = 58$ мм.

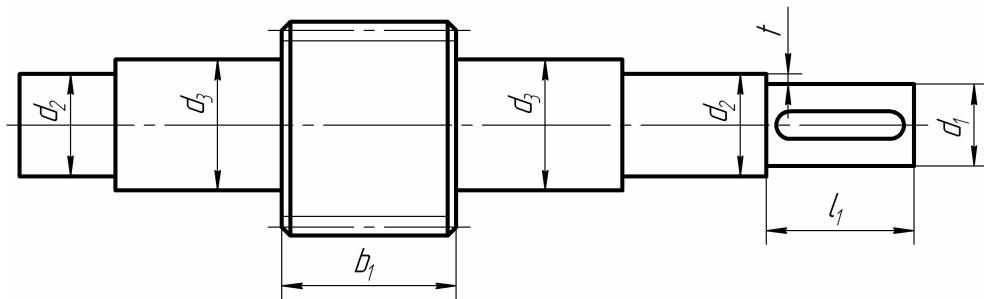


Рисунок 3 – Конструкция быстроходного вала

Диаметр вала d_2 для установки подшипников определяем из условия:

$$d_2 \geq d_1 + 2 \cdot t, \quad (75)$$

где t – высота буртика вала; $t = 3,5$ мм; [3, с. 42]

$$d_2 \geq 32 + 2 \cdot 3,5 = 39 \text{ мм};$$

принимаем $d_2 = 40$ мм.

Диаметр вала d_3 для упора подшипников определяем из условия:

$$d_3 \geq d_2 + 3 \cdot r, \quad (76)$$

где r – координата фаски подшипника; $r = 2,5$ мм; [3, с. 42]

$$d_3 \geq 40 + 3 \cdot 2,5 = 47,5 \text{ мм};$$

принимаем $d_3 = 48$ мм.

Конструирование промежуточного вала

Диаметр вала d_2 под установку шестерен тихоходной ступени определяем по формуле (74). Допускаемые касательные напряжения при ориентировочном расчете промежуточного вала $[\tau] = 10 \dots 15$ МПа; принимаем $[\tau] = 10$ МПа.

Крутящий момент на проектируемом валу, $T = T_{II} = 94,1$ Н·м;

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot 10^3}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 94,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 10}} = 36,3 \text{ мм};$$

принимаем $d_2 = 36$ мм.

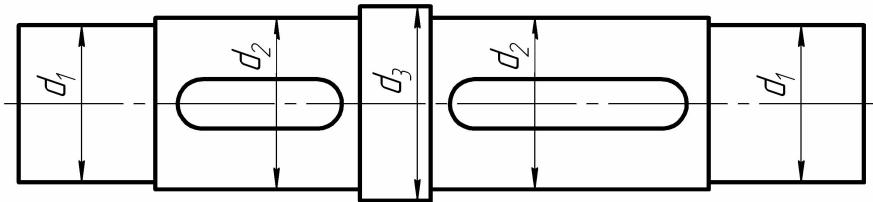


Рисунок 4 – Конструкция промежуточного вала

Диаметр вала под установку подшипников принимаем $d_1 = 35$ мм.

Диаметр вала d_3 для упора зубчатых колес определяем из условия:

$$d_3 \geq d_2 + 3 \cdot f, \quad (77)$$

где f – размер фаски колеса; $f = 1,2$ мм; [3, с. 42]

$$d_3 \geq d_2 + 3 \cdot f = 36 + 3 \cdot 1,2 = 39,6 \text{ мм};$$

принимаем $d_3 = 40$ мм.

Конструирование тихоходного вала

Диаметр вала d_1 определяем по формуле (74). Допускаемые касательные напряжения при ориентировочном расчете тихоходных валов $[\tau] = 20 \dots 25$ МПа, принимаем $[\tau] = 25$ МПа. Крутящий момент на проектируемом валу, $T = T_{III} = 338,2$ Н·м;

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot 10^3}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 338,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 41 \text{ мм};$$

принимаем $d_1 = 45$ мм.

Длину вала l_1 согласно ГОСТ 12080-66 принимаем $l_1 = 82$ мм.

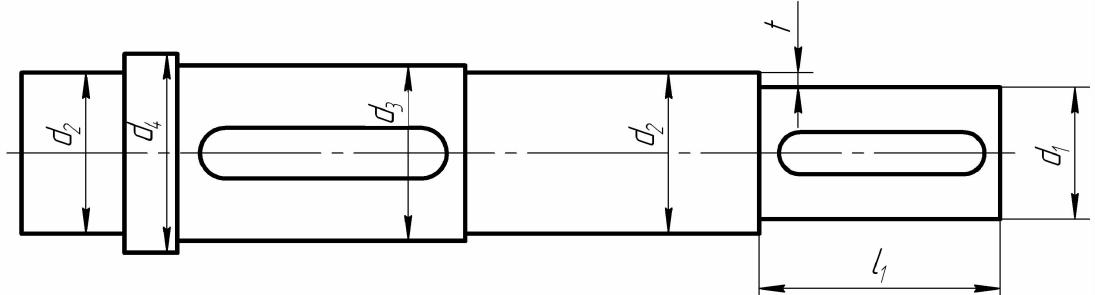


Рисунок 5 – Конструкция тихоходного вала

Диаметр вала d_2 для установки подшипников определяем из условия (75) $t = 4$ мм; [3, с. 42]

$$d_2 \geq d_1 + 2 \cdot t = 45 + 2 \cdot 4 = 53 \text{ мм};$$

принимаем $d_2 = 55$ мм

Диаметр вала под установку колеса принимаем $d_3 = 58$ мм.

Диаметр d_4 буртика вала для упора колеса определяем из условия (77) $f = 2$ мм; [3, с. 42]

$$d_4 \geq d_3 + 3 \cdot f = 58 + 3 \cdot 2 = 64 \text{ мм};$$

принимаем $d_4 = 64$ мм.

5 КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС, КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА

5.1 Конструирование зубчатых колес

Размеры конструктивных элементов зубчатых колес (рисунок 6) определяем согласно рекомендаций [8 с.230 – 235] по соотношениям:

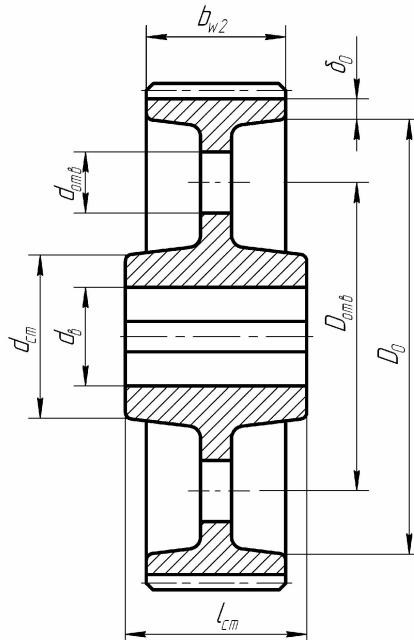


Рисунок 6 – Конструкция зубчатых колес

- диаметр ступицы, мм: $d_{ct} = 1,6 \cdot d_b$;
- длина ступицы, мм: $l_{ct} = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_b$;
- толщина обода, мм: $\delta_0 = (2,5 \dots 4,0) \cdot m \geq 8$ мм;
- толщина диска, мм: $c = 0,2 \cdot b$;
- диаметр центровой окружности, мм: $D_{om6} = 0,5(D_0 + d_{ct})$;
- диаметр отверстий, мм $d_{om6} \approx \frac{D_0 - d_{ct}}{4}$;
- размер фаски, мм: $n \approx m$;

Определенные параметры для колес 2 и 4 сводим в таблицу 8

Таблица 8 – Размеры конструктивных элементов зубчатых колес

колесо	Параметр, мм									
	d_b	d_{ct}	l_{ct}	b	m	c	δ_0	D_{om6}	d_{om6}	n
2	36	62	40	30	1,5	8	8	140	40	1,5
4	58	95	60	60	2,5	12	10	165	35	2,5

5.2 Проектирование корпуса и крышки редуктора

Определение основных конструктивных элементов корпуса и крышки редуктора производим на основании рекомендаций [2, с.156-167]

Толщина стенки редуктора ($\delta \geq 8$ мм):

$$\delta = (0,025 \cdot a_{WT} + 3) = (0,025 \cdot 160 + 3) = 7 \text{ мм.}$$

принимаем $\delta = 8$ мм.

Определяем толщину стенки крышки δ_1 ($\delta_1 \geq 7$ мм):

$$\delta_1 = (0,8 - 0,9) \cdot \delta = (0,8 - 0,9) \cdot 8 = 6,4 \dots 7,2 \text{ мм};$$

принимаем $\delta_1 = \delta = 8$ мм.

Определяем диаметры болтов, соединяющих:

- редуктор с рамой

$$d_1 = 2,0 \cdot \delta = 2,0 \cdot 8 = 16 \text{ мм, принимаем болты M16;}$$

- корпус с крышкой у бобышек подшипников

$$d_2 = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм, принимаем болты M12;}$$

- корпус с крышкой по периметру соединения

$$d_3 = 1,0 \cdot \delta = 1,0 \cdot 8 = 8 \text{ мм, принимаем болты M10;}$$

Определяем ширину фланцев редуктора:

$$S_i = \delta + 2 + \kappa_i,$$

- фундаментного $S_1 = 8 + 2 + 40 = 50$ мм;

- корпуса и крышки (у подшипников) $S_2 = 8 + 2 + 32 = 42$ мм;

- корпуса и крышки (по периметру) $S_3 = 8 + 2 + 28 = 38$ мм.

Определяем толщину фланцев редуктора:

- фундаментного

$$\delta_{\phi n1} = 2,3 \cdot \delta = 2,3 \cdot 8 = 18,4 \text{ мм; принимаем } \delta_{\phi n1} = 20 \text{ мм;}$$

- корпуса (соединение с крышкой)

$$\delta_{\phi n2} = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм; принимаем } \delta_{\phi n2} = 12 \text{ мм;}$$

- крышки (соединение с корпусом)

$$\delta_{\phi n3} = 1,35 \cdot \delta = 1,35 \cdot 8 = 10,8 \text{ мм; принимаем } \delta_{\phi n3} = 10 \text{ мм;}$$

Для установки крышки относительно корпуса применяем два штифта 8×30 по ГОСТ 3129–79.

6 ПЕРВЫЙ ЭСКИЗНЫЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

6.1 Определение расстояний между элементами редуктора

Компоновка редуктора выполняется для размещения внутри редуктора зубчатых колес всех ступеней так, чтобы получить минимальные внутренние размеры редуктора; проверки, не накладываются ли валы (зубчатые колеса) одной ступени редуктора на валы (зубчатые колеса) другой ступени; определения расстояния между опорами валов и длин консольных участков; определения точек приложения сил, нагружающих валы.

Компоновочный чертеж выполен в одной проекции – разрез по осям валов в масштабе 1:1. Определение расстояний между элементами деталей передач и корпуса проводим на основании рекомендаций [2, с.56–62].

Толщина стенки корпуса редуктора $\delta = 8 \text{ мм}$;

Расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора до боковой поверхности вращающейся части:

$$C = (1,0 \dots 1,2) \cdot \delta = (1,0 \dots 1,2) \cdot 8 = 8 \dots 9,6 \text{ мм};$$

Расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора до боковой поверхности подшипника качения:

$$C_1 = (3 \dots 5) \text{ мм};$$

Расстояние в осевом направлении между вращающимися частями, смонтированными на одном валу:

$$C_2 = (0 \dots 5) \text{ мм};$$

Расстояние в осевом направлении между вращающимися частями, смонтированными на разных валах:

$$C_3 = (0,5 \dots 1,0) \cdot \delta = (0,5 \dots 1,0) \cdot 8 = 4 \dots 8 \text{ мм};$$

Радиальный зазор между зубчатым колесом одной ступени и валом другой ступени:

$$C_4 = (1,2 \dots 1,5) \cdot \delta = (1,2 \dots 1,5) \cdot 8 = 9,6 \dots 12 \text{ мм};$$

Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев до внутренней поверхности стенки редуктора:

$$C_5 = 1,2 \cdot \delta = 1,2 \cdot 8 = 9,6 \text{ мм}.$$

принимаем $C_5 = 10 \text{ мм}$.

Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев до внутренней нижней поверхности стенки корпуса:

$$C_6 = (5 \dots 10) \cdot m = (5 \dots 10) \cdot 2,5 = 12,5 \dots 25 \text{ мм}.$$

6.2 Предварительный выбор подшипников качения

Для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов и коробок передач применяют чаще всего шариковые радиальные подшипники. Первоначально назначают подшипники легкой серии. Если при последующем расчете грузоподъемность подшипника окажется недостаточной, то принимают подшипники средней серии [3, с.47].

С учетом рекомендаций [3, с.47] для опор валов принимаем радиальные шариковые подшипники легкой серии. Параметры выбранных подшипников сводим в таблицу 9.

Таблица 9 – Параметры подшипников

№ вала (рисунок 1)	Обозн.	Размеры, мм				Грузоподъемность	
		d	D	B	r	C_r , кН	C_{0r} , кН
I	208	40	80	18	2	32,0	17,8
II	207	35	72	17	2	25,5	13,7
III	211	55	100	21	2,5	43,6	25,0

6.3 Выбор способа смазывания передачи и подшипников

Так как окружная скорость зубчатых колес $v_1 < 10 \dots 15$ м/с, то смазывание зубчатых передач осуществляется окуранием зубчатых колес в общую масляную ванну.

Так как окружная скорость зубчатых колес быстроходной ступени $v_1 > 3$ м/с ($v_1 = 7,16$ м/с), то смазывание подшипников осуществляется тем же смазочным материалом, что и передачи за счет разбрызгивания масла зубчатыми колесами.

Подшипник, находящийся вблизи шестерни быстроходного вала, защищаем маслоотражающими шайбами от чрезмерного залива маслом, выдавливаемым вместе с продуктами износа из зубчатого зацепления.

7 ПРОВЕРКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

7.1 Определение сил, нагружающих валы редуктора

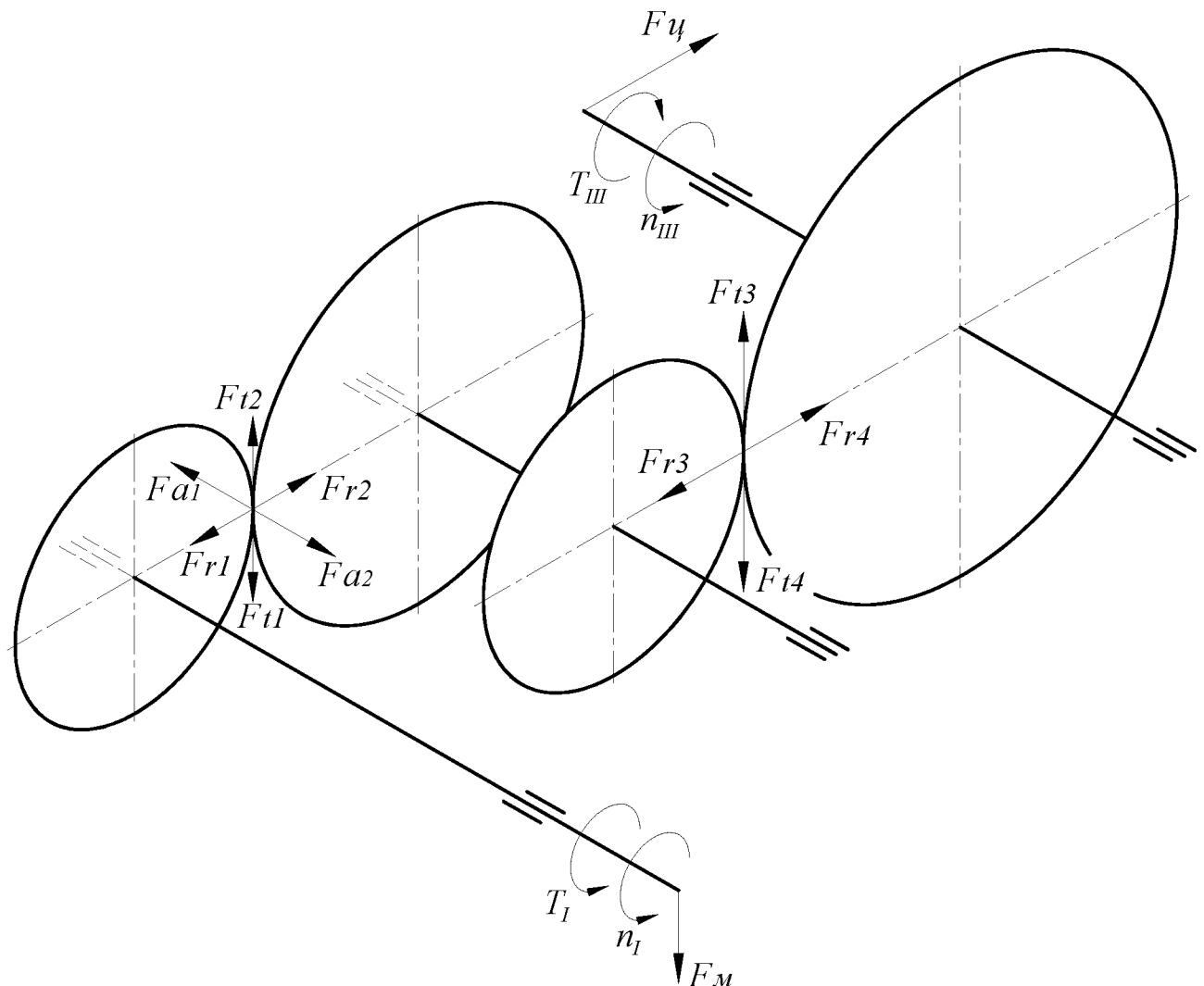


Рисунок 7 – Схема нагружения валов редуктора

Определяем силы в зубчатых зацеплениях

Окружная сила определяется по формуле:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_w \cdot 10^{-3}}; \quad (78)$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_{II}}{d_{w2} \cdot 10^{-3} \cdot 2} = \frac{2 \cdot 94,1}{228,73 \cdot 10^{-3}} = 822,8 \text{ H},$$

$$F_{t1} = F_{t2} = 822,8 \text{ H},$$

$$F_{t4} = \frac{2 \cdot T_{III}}{d_{w4} \cdot 10^{-3}} = \frac{2 \cdot 338,2}{252,5 \cdot 10^{-3}} = 2678,8 \text{ H},$$

$$F_{t3} = F_{t4} = 2678,8 \text{ H}.$$

Радиальная сила определяется по формуле:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)}, \quad (79)$$

где α – угол зацепления зубчатой передачи; для передач без смещения $\alpha=20^\circ$;

β – угол наклона зубьев в косозубой передаче, $\beta = 10,36^\circ$

$$F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)} = \frac{822,8 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(10,36^\circ)} = 304,4 \text{ H},$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 304,4 \text{ H},$$

$$F_{r4} = F_{t4} \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 2678,8 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 975 \text{ H},$$

$$F_{r3} = F_{r4} = 975 \text{ H}.$$

Осевая сила в косозубой передаче определяется по формуле:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta); \quad (80)$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 822,8 \cdot \operatorname{tg}(10,36^\circ) = 150,4 \text{ H}.$$

Определяем консольные силы

Сила на быстроходном валу от муфты $F_m = 145 \text{ H}$,

Сила на тихоходном валу от цепной передачи $F_u = 3551,7 \text{ H}$.

7.2 Проверка подшипников быстроходного вала

7.2.1 Определение реакций опор

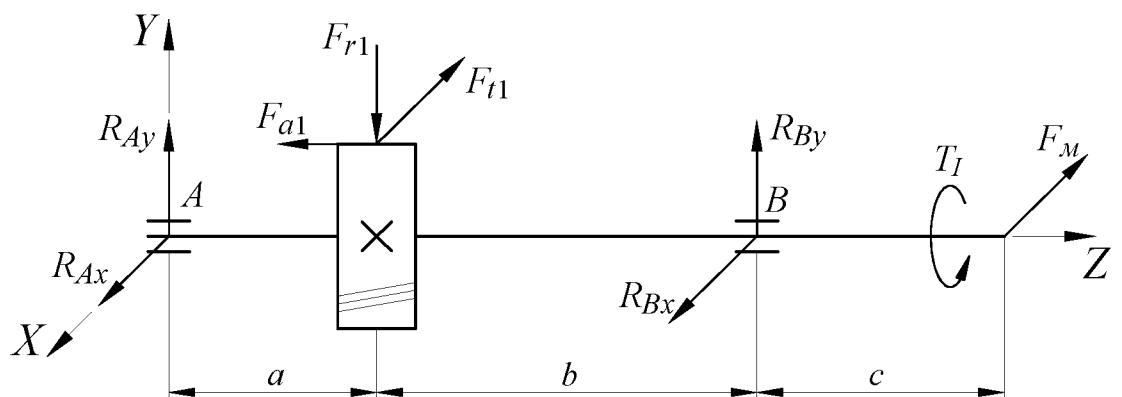


Рисунок 8 – Схема нагружения быстроходного вала.

Определение опорных реакций в вертикальной плоскости

Из компоновочного чертежа определяем: $a = 37 \text{ мм}$; $b = 117 \text{ мм}$; $c = 78 \text{ мм}$.

$$\sum M_{Ax} = 0; \quad -F_{r1} \cdot a + F_{a1} \cdot 0,5 \cdot d_{w1} + R_{By} \cdot (a+b) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot a - F_{a1} \cdot 0,5 \cdot d_{w1}}{a+b} = \frac{304,4 \cdot 37 - 150,4 \cdot 0,5 \cdot 47,27}{37+117} = 50,1 \text{ H};$$

$$\sum M_{Bx} = 0; \quad -R_{Ay} \cdot (a+b) + F_{r1} \cdot b + F_{a1} \cdot 0,5 \cdot d_{w1} = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1} \cdot b + F_{a1} \cdot 0,5 \cdot d_{w1}}{a+b} = \frac{304,4 \cdot 117 - 150,4 \cdot 0,5 \cdot 47,27}{37+117} = 254,3 \text{ H};$$

Проверка: $\Sigma Y_i = R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} = 254,3 - 304,4 + 50,1 = 0.$

Определение опорных реакций в горизонтальной плоскости

$$\sum M_{Ay} = 0; \quad F_{t1} \cdot a - R_{Bx} \cdot (a+b) + F_m \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t1} \cdot a + F_m \cdot (a+b+c)}{a+b} = \frac{822,8 \cdot 37 + 145 \cdot (37+117+78)}{37+117} = 416,1 \text{ H};$$

$$\sum M_{By} = 0; \quad R_{Ax} \cdot (a+b) - F_{t1} \cdot b + F_m \cdot c = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \cdot b - F_m \cdot c}{a+b} = \frac{822,8 \cdot 117 - 145 \cdot 78}{37+117} = 551,7 \text{ H};$$

Проверка: $\Sigma X_i = R_{Ax} - F_{t1} + R_{Bx} - F_m = 551,7 - 822,8 + 416,1 - 145 = 0.$

Определяем суммарные радиальные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{551,7^2 + 254,3^2} = 607,5 \text{ H},$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{416,1^2 + 50,1^2} = 419,1 \text{ H}.$$

7.2.2 Определение динамической грузоподъемности подшипников

Исходные данные для расчета:

- частота вращения вала – $n = n_I$
- требуемая долговечность подшипника – $L_h = 10000$ ч;
- коэффициент вращения $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо).
- подшипник 207
- базовая динамическая грузоподъемность $C_r = 25500$ H;
- базовая статическая грузоподъемность $C_{0r} = 13700$ H;
- радиальные реакции $R_{rA} = R_A = 607,5$ H; $R_{rB} = R_B = 419,1$ H;
- осевая сила $F_A = F_{a1} = 150,4$ H.

Определяем осевые силы

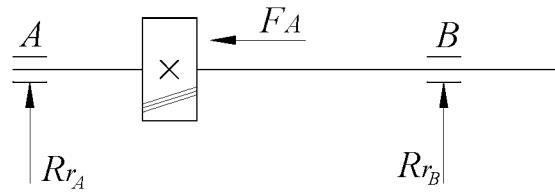


Рисунок 9 – Схема нагружения подшипников быстроходного вала

При установке вала на двух радиальных шариковых подшипниках (подшипники нерегулируемого типа) осевая сила R_a , нагружающая подшипник, равна внешней осевой силе F_A , действующей на вал. Силу F_A воспринимает тот подшипник, который ограничивает осевое перемещение вала под действием этой силы [3, с. 102-103].

В нашем случае осевое перемещение вала ограничивает опора A , которая и будет воспринимать всю осевую нагрузку, т.е. $R_{aA} = F_A = 150,4 \text{ Н}$; $R_{aB} = 0$.

Дальнейший расчет ведем для более нагруженного подшипника опоры A .

$$\text{Определяем отношение } \frac{i \cdot R_{aA}}{C_{0r}} = \frac{1 \cdot 150,4}{17800} = 0,008,$$

где i – число рядов тел качения.

Принимаем [3, таблица 7,1]:

- коэффициент радиальной нагрузки $X = 0,56$;
- коэффициент осевой нагрузки $Y = 2,46$;
- фактор нагружения $e = 0,175$.

Определяем отношение

$$\frac{R_{aA}}{V \cdot R_{rA}} = \frac{150,4}{1 \cdot 607,5} = 0,248 > e,$$

тогда для опоры B окончательно принимаем $X = 0,56$ и $Y = 2,46$.

Определяем эквивалентную динамическую силу [3, с 107]

$$P_E = (V \cdot X \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T, \quad (81)$$

где K_B – коэффициент безопасности, $K_B = 1,4$ [3, таблица 7,4]

K_T – температурный коэффициент, $K_T = 1,0$ [3, с 107]

$$P_E = (1 \cdot 0,56 \cdot 607,5 + 2,46 \cdot 150,4) \cdot 1,4 \cdot 1 = 994,3 \text{ Н};$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность по формуле:

$$C_{\text{tp}} = P_E \cdot \sqrt[k]{\frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6}}; \quad (82)$$

где k – показатель степени; для шариковых подшипников $k = 3$;

$$C_{\text{tp}} = 994,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 2895 \cdot 60}{10^6}} = 11952,3 \text{ Н.}$$

Т.к. $C_{\text{tp}} < C_r = 32000 \text{ Н}$, то предварительно выбранный подшипник подходит.

7.3 Проверка подшипников промежуточного вала

7.3.1 Определение реакций опор

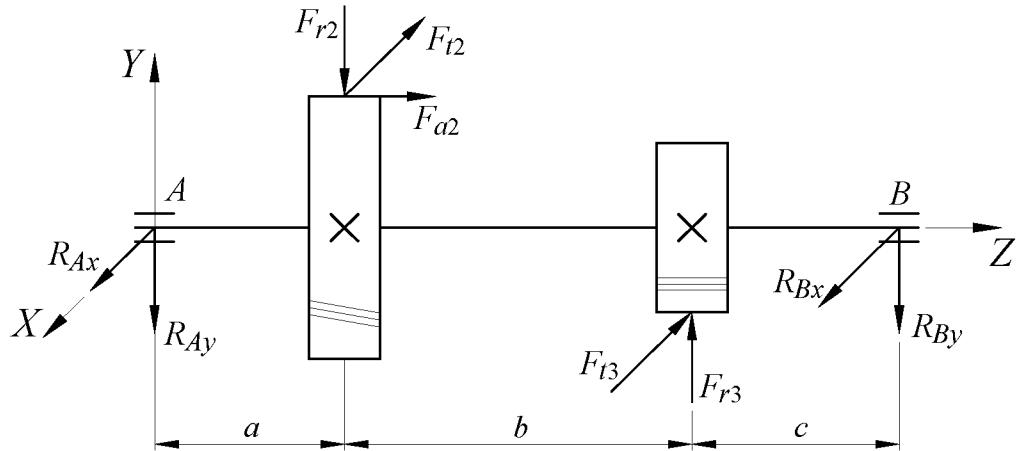


Рисунок 10 – Схема нагружения промежуточного вала.

Из компоновочного чертежа определяем: $a = 37$ мм; $b = 62$ мм; $c = 54$ мм.

Определение опорных реакций в вертикальной плоскости

$$\sum M_{Ax} = 0; \quad -F_{r2} \cdot a - F_{a2} \cdot 0,5 \cdot d_{w2} + F_{r3} \cdot (a+b) - R_{By} \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r3} \cdot (a+b) - F_{r2} \cdot a - F_{a2} \cdot 0,5 \cdot d_{w2}}{a+b+c} = \\ = \frac{975 \cdot (37+62) - 304,4 \cdot 37 - 150,4 \cdot 0,5 \cdot 228,73}{37+62+54} = 444,8 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{Bx} = 0; \quad R_{Ay} \cdot (a+b+c) + F_{r2} \cdot (b+c) - F_{a2} \cdot 0,5 \cdot d_{w2} - F_{r3} \cdot c = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r3} \cdot c + F_{a2} \cdot 0,5 \cdot d_{w2} - F_{r2} \cdot (b+c)}{a+b+c} = \\ = \frac{975 \cdot 54 + 150,4 \cdot 0,5 \cdot 228,73 - 304,4 \cdot (62+54)}{37+62+54} = 225,8 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } \sum Y_i = -R_{Ay} - F_{r2} + F_{r3} - R_{By} = -225,8 - 304,4 + 975 - 444,8 = 0.$$

Определение опорных реакций в горизонтальной плоскости

$$\sum M_{Ay} = 0; \quad F_{t2} \cdot a + F_{t3} \cdot (a+b) - R_{Bx} \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t2} \cdot a + F_{t3} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{822,8 \cdot 37 + 2678,8 \cdot (37+62)}{37+62+54} = 1932,3 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{By} = 0; \quad R_{Ax} \cdot (a+b+c) - F_{t2} \cdot (b+c) - F_{t3} \cdot c = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t2} \cdot (b+c) + F_{t3} \cdot c}{a+b+c} = \frac{822,8 \cdot (62+54) + 2678,8 \cdot 54}{37+62+54} = 1569,3 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } \sum X_i = R_{Ax} - F_{t2} - F_{t3} + R_{Bx} = 1569,3 - 822,8 - 2678,8 + 1932,3 = 0.$$

Определяем суммарные радиальные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1569,3^2 + 225,8^2} = 1585,5 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{1932,3^2 + 444,8^2} = 1982,8 \text{ Н.}$$

7.3.2 Определение динамической грузоподъемности подшипников

Исходные данные для расчета:

- частота вращения вала – $n = n_{II}$
- требуемая долговечность подшипника – $L_h = 10000$ ч;
- коэффициент вращения $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо).
- подшипник 207
- базовая динамическая грузоподъемность $C_r = 25500$ Н;
- базовая статическая грузоподъемность $C_{0r} = 13700$ Н;
- радиальные реакции $R_{rA} = R_A = 1585,5$ Н; $R_{rB} = R_B = 1982,8$ Н;
- осевая сила $F_A = F_{a2} = 150,4$ Н.

Определяем осевые силы. При установке вала на двух радиальных шариковых подшипниках (подшипники нерегулируемого типа) осевая сила R_a , действующая на вал, воспринимает тот подшипник, который ограничивает осевое перемещение вала под действием этой силы [3, с. 102-103].

В нашем случае (рисунок 11) осевое перемещение вала ограничивает опора B , которая и будет воспринимать всю осевую нагрузку, т.е. $R_{aB} = F_A = 150,4$ Н.

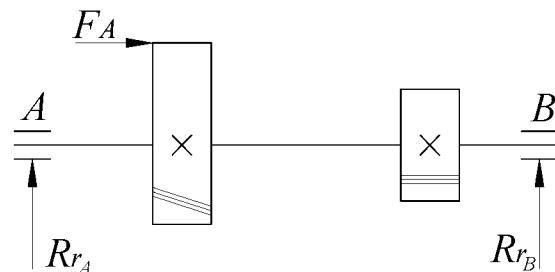


Рисунок 11 – Схема нагружения подшипников промежуточного вала

Дальнейший расчет ведем для более нагруженного подшипника опоры B .

$$\text{Определяем отношение } \frac{i \cdot R_{aB}}{C_{0r}} = \frac{1 \cdot 150,4}{13700} = 0,011,$$

Принимаем [3, таблица 7.1]:

- коэффициент радиальной нагрузки $X = 0,56$;
- коэффициент осевой нагрузки $Y = 2,37$;
- фактор нагружения $e = 0,18$.

Определяем отношение

$$\frac{R_{aB}}{V \cdot R_{rB}} = \frac{150,4}{1 \cdot 1982,8} = 0,076 < e,$$

тогда для опоры B окончательно принимаем $X = 1,0$ и $Y = 0$.

Определяем эквивалентную динамическую силу по формуле (81)

$$P_{EB} = (V \cdot X \cdot R_{rB} + Y \cdot R_{aB}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 1,0 \cdot 1982,8 + 0 \cdot 150,4) \cdot 1,4 \cdot 1 = 2775,9 \text{ Н};$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность по формуле (82)

$$C_{tp} = P_{EB} \cdot \sqrt[k]{\frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6}} = 2775,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 598,88 \cdot 60}{10^6}} = 19734,9 \text{ Н.}$$

Т.к. $C_{tp} < C_r = 25500 \text{ Н}$, то предварительно выбранный подшипник подходит.

7.4 Проверка подшипников тихоходного вала

7.4.1 Определение реакций опор

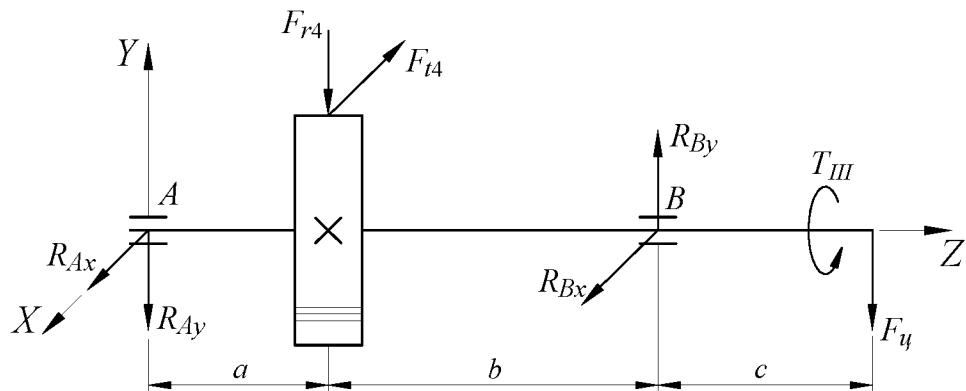


Рисунок 12 – Схема нагружения тихоходного вала.

Из компоновочного чертежа определяем: $a = 57 \text{ мм}$; $b = 102 \text{ мм}$; $c = 94 \text{ мм}$.

Определение опорных реакций в вертикальной плоскости

$$\sum M_{Ax} = 0; \quad -F_{r4} \cdot a + R_{By} \cdot (a+b) - F_y \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r4} \cdot a + F_y \cdot (a+b+c)}{a+b} = \frac{975 \cdot 57 + 3551,7 \cdot (57+102+94)}{57+102} = 6001 \text{ Н};$$

$$\sum M_{Bx} = 0; \quad R_{Ay} \cdot (a+b) + F_{r4} \cdot b - F_y \cdot c = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_y \cdot c - F_{r4} \cdot b}{a+b} = \frac{3551,7 \cdot 94 - 700,6 \cdot 102}{57+102} = 1474,3 \text{ Н};$$

Проверка: $\sum Y_i = -R_{Ay} - F_{r4} + R_{By} - F_y = -1474,3 - 975 + 6001 - 3551,7 = 0$.

Определение опорных реакций в горизонтальной плоскости

$$\sum M_{Ay} = 0; \quad F_{t4} \cdot a - R_{Bx} \cdot (a+b) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t4} \cdot a}{a+b} = \frac{2678,8 \cdot 57}{57+102} = 960,3 \text{ Н};$$

$$\sum M_{By} = 0; \quad R_{Ax} \cdot (a+b) - F_{t4} \cdot b = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t4} \cdot b}{a+b} = \frac{2678,8 \cdot 102}{57+102} = 1718,5 \text{ H};$$

$$\text{Проверка: } \Sigma X_i = R_{Ax} - F_{t4} + R_{Bx} = 1718,5 - 2678,8 + 960,3 = 0.$$

Определяем суммарные радиальные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1718,5^2 + 1474,3^2} = 2264,2 \text{ H},$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{960,3^2 + 6001^2} = 6077,3 \text{ H}.$$

7.4.2 Определение динамической грузоподъемности подшипников

Исходные данные для расчета:

- частота вращения вала – $n = n_{III}$
- требуемая долговечность подшипника – $L_h = 10000$ ч;
- коэффициент вращения $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо).
- подшипник 211
- базовая динамическая грузоподъемность $C_r = 43600$ H;
- радиальные реакции $R_{rA} = R_A = 2264,2$ H; $R_{rB} = R_B = 6077,3$ H;

Расчет ведем для опоры B , как наиболее нагруженной

Определяем эквивалентную динамическую силу [3, с 106]

$$P_E = V \cdot X \cdot R_B \cdot K_E \cdot K_T, \quad (83)$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки, $X = 1$;

$$P_E = 1 \cdot 1 \cdot 6077,3 \cdot 1,4 \cdot 1 = 8508,2 \text{ H}.$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность по формуле (82)

$$C_{tp} = P_E \cdot \sqrt[k]{\frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6}} = 8508,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 160 \cdot 60}{10^6}} = 38957,8 \text{ H}.$$

Т.к. $C_{tp} < C_r = 43600$ H, то предварительно выбранный подшипник подходит.

8. ВТОРОЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

Целью второго этапа эскизной компоновки является конструктивное оформление зубчатых колес, валов, корпуса, подшипниковых узлов

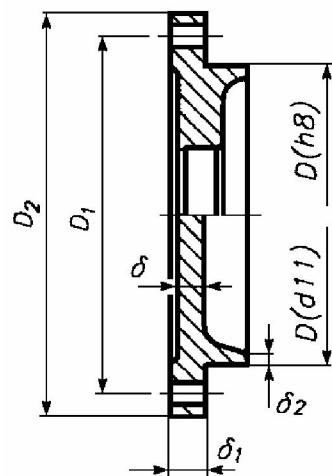


Рисунок 13 – Конструкция крышек подшипников

Определяющим при конструировании крышки (рисунок 14) является размер D отверстия в корпусе под подшипник. Толщину стенки δ , диаметр d , и число z винтов крепления крышки определяем исходя рекомендаций [2, с.156].

Толщина фланца крышки $\delta_1 = 1,2 \cdot \delta$;

Толщина цилиндрической части $\delta_2 = (0,9 \dots 1,0) \cdot \delta$;

Диаметр установки винтов $D_1 = D + 2,5 \cdot d$;

Диаметр фланца $D_2 = D_1 + 2 \cdot d$;

Определенные параметры сводим в таблицу 10

Таблица 10 – Размеры основных конструктивных элементов крышек

№ вала	D , мм	d , мм	z	δ , мм	δ_1 , мм	δ_2 , мм	D_1 , мм	D_2 , мм
I	80	M8	4	6	8	6	100	118
II	72	M8	4	6	8	5	92	110
III	100	M10	6	7	10	7	125	145

В качестве уплотнений выбираем резиновые армированные манжеты по ГОСТ 8752-79, конструктивные размеры которых сводим в таблицу 11

Таблица 11 – Размеры основных конструктивных элементов манжет

Вал	d , мм	D , мм	h , мм
Быстроходный	40	60	10
Тихоходный	55	80	10

9 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Принимаем шпонки призматические со скругленными торцами. Размеры сечений шпонки, пазов и длины шпонок - по ГОСТ 23360-78

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Допускаемые напряжения $[\sigma_{cm}] = 120$ МПа.

Прочность шпоночного соединения обеспечена, при выполнении условия

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma_{cm}], \quad (84)$$

где T – крутящий момент на валу, на котором устанавливается шпонка;

d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина шпоночного паза, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, мм;

Быстроходный вал, $d = 32$ мм шпонка $10 \times 8 \times 50$, $t_1 = 5$ мм;

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T_I \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 20,3 \cdot 10^3}{32 \cdot (8 - 5) \cdot (50 - 10)} = 10,6 \text{ МПа.}$$

Промежуточный вал, $d = 36$ мм шпонка $10 \times 8 \times 32$, $t_1 = 5$ мм;

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T_{II} \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 94,1 \cdot 10^3}{36 \cdot (8 - 5) \cdot (32 - 10)} = 79,2 \text{ МПа.}$$

Промежуточный вал, $d = 36$ мм шпонка $10 \times 8 \times 50$, $t_1 = 5$ мм;

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T_{II} \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 94,1 \cdot 10^3}{36 \cdot (8 - 5) \cdot (50 - 10)} = 43,6 \text{ МПа.}$$

Тихоходный вал, $d = 45$ м шпонка $14 \times 9 \times 70$, $t_1 = 5,5$ мм;

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T_{III} \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 338,2 \cdot 10^3}{45 \cdot (9 - 5,5) \cdot (70 - 14)} = 76,7 \text{ МПа.}$$

Тихоходный вал, $d = 58$ мм шпонка $16 \times 10 \times 50$, $t_1 = 6$ мм;

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T_{III} \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 338,2 \cdot 10^3}{58 \cdot (10 - 6) \cdot (50 - 16)} = 85,8 \text{ МПа.}$$

Как видно из расчетов, прочность всех шпоночных соединений обеспечена.

10 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Расчет будем вести для тихоходного вала, как наиболее нагруженного.

10.1 Построение эпюр внутренних силовых факторов

Исходными данными являются схема нагружения тихоходного вала и значения реакций опор (п. 7.4)

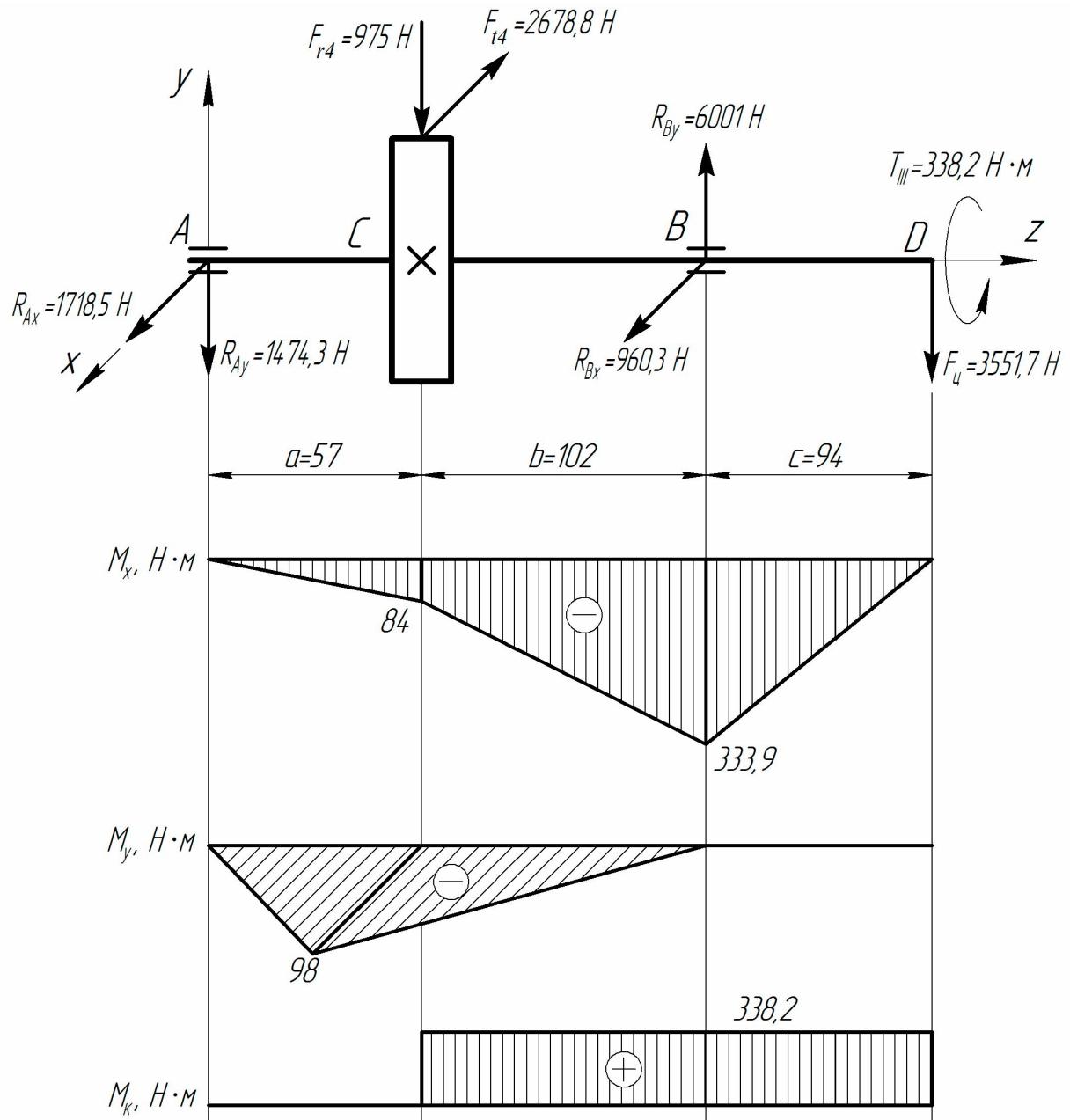


Рисунок 14 – Эпюры внутренних силовых факторов

Построение эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости “ M_x ”

$$M_{xA} = M_{xD} = 0;$$

$$M_{xB} = -F_y \cdot c \cdot 10^{-3} = -3551,7 \cdot 94 \cdot 10^{-3} = -333,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{xC} = -R_{Ay} \cdot a \cdot 10^{-3} = -1474,3 \cdot 57 \cdot 10^{-3} = -84 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Построение эпюры изгибающих моментов в горизонтальной плоскости “ M_y ”

$$M_{yA} = M_{yB} = M_{yD} = 0;$$

$$M_{yC} = -R_{Ax} \cdot a \cdot 10^{-3} = -1718,5 \cdot 57 \cdot 10^{-3} = -98 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях

$$M_B = \sqrt{M_{xB}^2 + M_{yB}^2} = \sqrt{333,9^2 + 0^2} = 333,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_C = \sqrt{M_{xC}^2 + M_{yC}^2} = \sqrt{84^2 + 98^2} = 129,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Построение эпюры крутящих моментов “ M_κ ”

$$M_{\kappa A} = 0;$$

$$M_{\kappa C} = M_{\kappa B} = M_{\kappa D} = T_{III} = 338,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

10.2 Расчет вала на усталостную прочность

Расчет вала на усталостную прочность заключается в определении коэффициентов запаса прочности n для опасных сечений и сравнении их с допускаемыми значениями $[n]$. Прочность обеспечена при $n > [n] = 2,5$.

Материал вала сталь 45 улучшенная.

Выписываем механические характеристики материала [10, таблица 1]

- предел прочности $\sigma_a = 736 \text{ МПа};$
- предел выносливости стали при симметричном цикле перемены напряжений изгиба $\sigma_{-1} = 353 \text{ МПа};$
- предел выносливости стали при симметричном цикле перемены напряжений кручения $\tau_{-1} = 216 \text{ МПа};$
- коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла изменения напряжения: $\psi_\sigma = 0; \psi_\tau = 0.$

Расчет ведем для сечения вала B (рисунок 14). Концентрация напряжений обусловлена посадкой подшипника с гарантированным натягом. Диаметр вала $d = 55 \text{ мм}$.

Определяем коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (85)$$

где k_σ – коэффициент концентрации напряжений при изгибе;

ε_σ – масштабный фактор, учитывающий влияние размеров сечения валов;

$$k_\sigma/\varepsilon_\sigma = 3,04 \quad [10, \text{ таблица 14}]$$

β – коэффициент, учитывающий упрочнение поверхности, применение специальных технологических методов; при отсутствии специального упрочнения или термообработки $\beta = 0,95 \dots 0,98$ (шлифование); принимаем $\beta = 0,97$ [10, с. 21]

σ_a – амплитуда напряжений изгиба, МПа;

σ_m – среднее напряжение цикла напряжений изгиба, МПа; т.к. осевая нагрузка на вал мала, то принимаем $\sigma_m = 0$;

Амплитуда напряжений изгиба определяется по формуле:

$$\sigma_a = \frac{M_u \cdot 10^3}{W}, \quad (86)$$

где M_u – изгибающий момент в расчетном сечении, $M_u = 333,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

W – осевой момент сопротивления сечения изгибу, мм^3 ;

Определяем осевой момент сопротивления сечения изгибу по формуле:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}; \quad (87)$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 55^3}{32} = 16325,5 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_a = \frac{M_u \cdot 10^3}{W} = \frac{333,9 \cdot 10^3}{16325,5} = 20,45 \text{ МПа};$$

$$n_\sigma = \frac{353}{\frac{3,04}{0,97} \cdot 20,45 + 0} = 5,51.$$

Определяем коэффициент запаса прочности по напряжениям кручения

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (88)$$

где k_τ – коэффициент концентрации напряжений кручения;

ε_τ – масштабный фактор, учитывающий влияние размеров сечения валов;

$$k_\tau/\varepsilon_\tau = 2,23 \quad [10, \text{ таблица 15}]$$

τ_a – амплитуда напряжений кручения, МПа;

τ_m – среднее напряжение цикла напряжений кручения, МПа.

Амплитудное и среднее значение касательных напряжений определяется по формуле:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{M_k \cdot 10^3}{2 \cdot W_p}, \quad (89)$$

где M_k – крутящий момент в расчетном сечении, $M_k = 338,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
 W_p – полярный момент сопротивления сечения кручению, мм^3 ;

Определяем полярный момент сопротивления сечения по формуле:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}; \quad (90)$$

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 55^3}{16} = 32651,1 \text{ мм}^3;$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{338,2 \cdot 10^3}{2 \cdot 32651,1} = 5,18;$$

$$n_\tau = \frac{216}{\frac{2,23}{0,97} \cdot 5,18 + 0 \cdot 5,18} = 18,14.$$

Определяем суммарный коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба и кручения

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (91)$$

$$n = \frac{5,51 \cdot 18,14}{\sqrt{5,51^2 + 18,14^2}} = 5,27.$$

Как видно из расчетов, прочность вала обеспечена.

11 НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА

Посадки назначаем в соответствии с рекомендациями [8, стр.263]. Выбранные посадки сводим в таблицу 12

Таблица 12 – Посадки основных деталей передач

Соединение	Посадка
Зубчатые колеса на вал	$\underline{H7}$ $p6$
Распорные кольца на вал	$\underline{H8}$ $k6$
Распорные втулки в корпус	$\underline{H7}$ $h7$
Сквозные крышки подшипников в корпус	$\underline{H7}$ $h8$
Глухие крышки подшипников в корпус	$\underline{H7}$ $d9$
Полумуфта на вал	$\underline{H7}$ $n6$
Звездочка на вал	$\underline{H7}$ $h6$
Внутренние кольца подшипников на вал	$\underline{L0}$ $k6$
Наружные кольца подшипников в корпус	$\underline{H7}$ $l0$
Манжеты на вал	отклонение вала $h11$

12 СМАЗКА И СБОРКА РЕДУКТОРА

12.1 Смазка редуктора

Смазывание зубчатого зацепления производится разбрызгиванием жидкого масла. При контактных напряжениях σ_H до 600 МПа и окружной скорости колес v св. 5 м/с вязкость масла должна быть приблизительно равна 22 мм²/с [3, таблица 11.1]. Принимаем масло И–Л–А–22 [3, таблица 11.2].

Определим необходимый объем масла, взяв из сборочного чертежа уровень масла (31 мм) в редукторе и площадь (126×490) картера редуктора

$$V = 31 \times 126 \times 490 = 1,9 \cdot 10^6 \text{ мм}^3 \approx 1,9 \text{ дм}^3 = 1,9 \text{ л.}$$

Смазывание подшипников производится тем же смазочным материалом, что и передачи за счет разбрызгивания масла зубчатыми колесами.

12.2 Сборка и регулировка редуктора

Сборка редуктора производится в соответствии со сборочным чертежом. Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

На быстроходный вал 4 устанавливают маслоотражающую шайбу 5 и напрессовывают шарикоподшипники 47 предварительно нагретые в масле до температуры 80 – 100°C.

В начале сборки промежуточного вала 10 закладывают шпонки 39 и 40 и напрессовывают зубчатые колеса 11 и 12 до упора в буртики вала. После этого надевают распорное кольцо 13, маслоотражающую шайбу 14 и напрессовывают шарикоподшипники 46 нагретые в масле.

В начале сборки тихоходного вала 18 закладывают шпонку 42 и напрессовывают колесо 19 до упора в буртик вала. Затем надевают распорное кольцо 20 и напрессовывают шарикоподшипники 48 нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора 2, устанавливают распорные втулки 6 и 15 и надевают крышку корпуса редуктора 3. Для центровки крышки корпуса устанавливают на основание корпуса с помощью двух конических штифтов 43 и затягивают болты 31 и 32.

Затем вставляют в сквозные подшипниковые крышки резиновые манжеты 44 и 45, и устанавливают крышки 8, 9, 17, 22 и 32 с прокладками 7, 16 и 21.

Ввертывают пробку 26 маслоспускного отверстия с прокладкой 27 и крепят маслоуказатель 24 с прокладкой 25. Заливают в редуктор масло и закрывают смотровое отверстие крышкой 1.

Осевой зазор в подшипниках регулируют за счет выбора суммарной толщины набора регулировочных прокладок. Пятно контакта зубчатых зацеплений регули-

руется осевым перемещением валов с помощью перестановки регулировочных прокладок.

Собранный и отрегулированный редуктор обкатывают и испытывают на стенде по программе испытаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курсовое проектирование деталей машин: Справ. пособие. Ч 1/ А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Высшая школа, 1982. – 2085с.
2. Курмаз Л.В., Скобеда А.Т. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие. – М.: Высш.шк., 2005. – 309 с.: ил.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. Пособие. – М.: Высшая школа, 2000. – 447с.
4. Тростин В.И. Методика расчетов параметров зацепления закрытых цилиндрических и конических зубчатых передач. – Гомель: ротапринт ГФ БПИ, 1980. – 43 с.
5. Детали машин в примерах и задачах: Учеб. пособие/ С.Н. Ничипорчик, М.И. Корженцевский, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Высш. школа, 1981. – 432с.
6. Разработка привода с одноступенчатым редуктором: практ. рук./ Н.В. Акулов, Э.Я. Коновалов. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2005. – 151с.
7. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Калининград: Янтар. сказ, 2002. – 454с.
8. Курсовое проектирование деталей машин. Учеб. пособие/ С.А. Чернавский и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 416с.
9. ГОСТ 21354 – 87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.
10. Конструирование и расчет валов. Подбор подшипников качения: метод. указ./ А.И. Столяров. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2006. – 77с.