



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Механика»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
к курсовому проектированию по дисциплине
«Детали машин» для студентов специальностей
1-36 01 01 «Технология машиностроения»
и 1-36 12 01 «Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2020

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44я73
П79

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 6 от 24.06.2019 г.)*

Составитель *Н. В. Акулов*

Рецензент: декан механико-технол. фак. ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *И. Б. Одарченко*

- Проектирование** многоступенчатого коническо-цилиндрического редуктора.
П79 Примеры расчета : учеб.-метод. пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / сост. Н. В. Акулов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2020. – 93 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены сведения по выбору электродвигателя и кинематический расчет привода; методика расчета параметров зацепления многоступенчатого коническо-цилиндрического редуктора; предварительный расчет валов, выбор муфты; сведения по определению конструктивных размеров шестерен и зубчатых колес, корпуса и крышки редуктора; сведения по выполнению первого этапа эскизной компоновки многоступенчатого редуктора и ряд других сведений, необходимых для выполнения курсового проекта.

Для студентов машиностроительных специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44я73

© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2020

ПРЕДИСЛОВИЕ

Выполнение курсового проекта по курсу «Детали машин» завершает общетехнический цикл подготовки студентов. Он является первой самостоятельной конструкторской работой студентов.

Наиболее распространенными объектами в курсовом проекте являются приводы различных машин и механизмов (например, ленточных и цепных конвейеров, испытательных стендов), использующие передачи цилиндрические, конические, червячные и передачи с гибкой связью. Такой выбор связан с большой распространенностью и важностью их в современной технике. Кроме того, в механическом приводе с упомянутыми передачами наиболее полно представлены основные детали, кинематические пары и соединения, изучаемые в курсе «Детали машин».

Работая над курсовым проектом студенты испытывают определенные трудности в проведении расчетов. Данное учебно-методическое пособие помогает в какой-то степени устранить этот пробел.

Настоящее учебно-методическое пособие состоит из расчетной части с необходимыми эскизами и приложения, в котором представлена компоновочная схема с размерами коническо-цилиндрического редуктора. Излагаемый материал расположен в том порядке, в котором следует работать над проектом.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные для расчета:

- схема привода представлена на рис. 1;
- мощность на приводном валу $P_{\text{ВЫХ}} = 4,52$ кВт;
- частота приводного вала $n_{\text{ВЫХ}} = 36$ мин⁻¹ (об/мин).
- срок службы привода, лет; $T_{\text{пр}} = 7$ лет;
- коэффициенты использования привода в течение года и суток;
 $K_{\text{год}} = 0,6$; $K_{\text{сут}} = 0,9$;

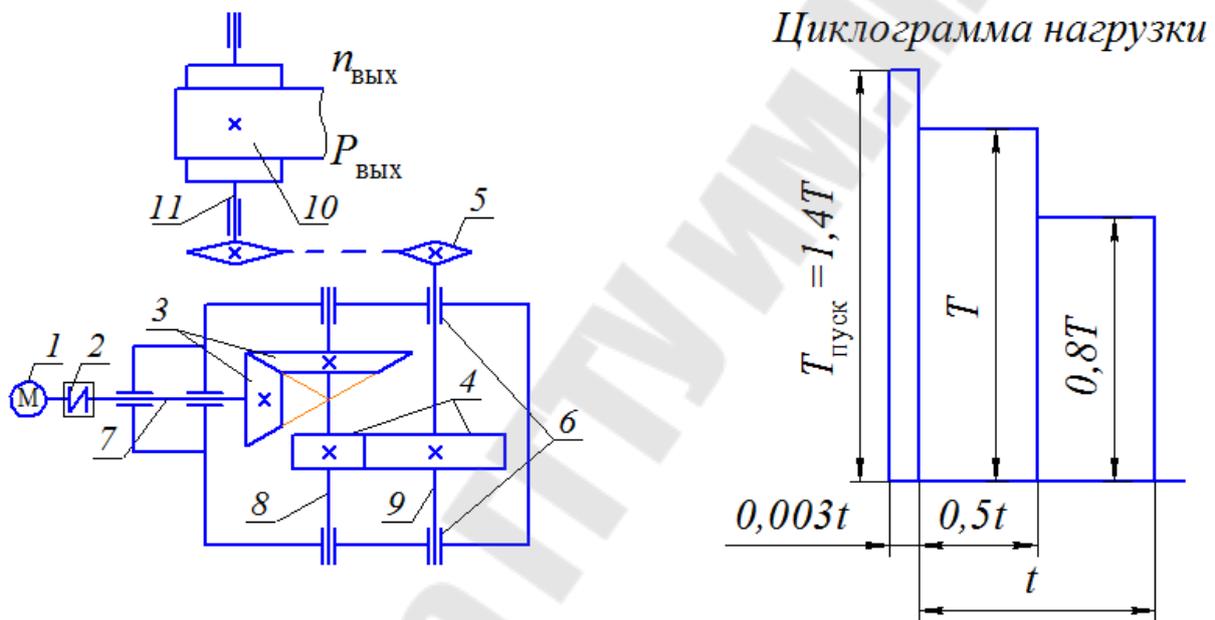


Рис. 1. Исходная схема привода:

- 1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – пара зубчатых колес (коническая быстроходная); 4 – пара зубчатых колес (цилиндрическая тихоходная); 5 – открытая передача (цепная); 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал промежуточный; 9 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 10 – барабан; 11 – вал приводной

1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

1.1 Определение расчетной мощности привода

Расчетная мощность электродвигателя определяется по формуле ([5], 1.1).

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

где $P_{\text{вых}}$ – мощность на приводном валу конвейера, кВт (по заданию);

$$P_{\text{вых}} = 4,52 \text{ кВт};$$

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

Общий КПД привода определяется по ([5], 1.2):

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{оцп}} \cdot \eta_{\text{пк}}^4, \quad (2)$$

где $\eta_{\text{м}}$ – КПД муфты; $\eta_{\text{м}} = 0,99$ ([5], табл. П1);

$\eta_{\text{кп}}$ – КПД зубчатой передачи редуктора с коническими колесами; $\eta_{\text{кп}} = 0,96$ ([5], табл. П1);

$\eta_{\text{цп}}$ – КПД зубчатой передачи редуктора с цилиндрическими колесами; $\eta_{\text{цп}} = 0,97$ ([5], табл. П1);

$\eta_{\text{оцп}}$ – КПД открытой цепной передачи; $\eta_{\text{оцп}} = 0,93$ ([5], табл. П1);

$\eta_{\text{пк}}$ – КПД пары подшипников качения; $\eta_{\text{пк}} = 0,99$ ([5], табл. П1);

$$\eta_{\text{общ}} = 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,93 \cdot 0,99^4 = 0,824;$$

$$P_{эд} = \frac{4,52}{0,824} = 5,485 \text{ кВт}.$$

1.2 Выбор электродвигателя

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле ([5], 1.5).

$$n_{\text{тр}} = n \cdot u_{\text{оп min}} \cdot u_{\text{ред. ср}}, \quad (3)$$

где $u_{\text{оп min}}$ – наименьшее значение передаточного числа открытой передачи привода;

$u_{\text{ред. ср}}$ – среднее значение передаточного числа редуктора привода.

Наименьшее значение передаточного числа открытой цепной передачи привода $u_{\text{оп min}} = 2$ ([5], табл. П3).

Среднее значение передаточного числа коническо-цилиндрического редуктора привода принимаем $u_{\text{ред. ср}} = 12$ ([5], 1.8).

Тогда

$$n_{\text{тр}} = 36 \cdot 2 \cdot 12 = 864 \text{ об/мин.}$$

По величине $n_{\text{тр}}$ с учетом $P_{\text{эд}}$ принимаем по ([5], табл. П2) электродвигатель АИР132S6.

За расчетную частоту вращения принимаем $n_{\text{эд}} = 960$ об/мин ([5], табл. П2).

Техническая характеристика принятого электродвигателя представлена в табл. 1.

Таблица 1

Характеристика электродвигателя

Обозначение электродвигателя	Исполнение	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$
АИР132S6	М 100	5,5	960	2,0	2,2

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

Общее передаточное число привода определяется по формуле ([5], 1.6)

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\text{вых}}}; \quad (4)$$

$$u_{\text{общ}} = \frac{960}{36} = 26,667.$$

Для коническо-цилиндрического редуктора должны выполняться условия ([5], 1.7):

$$u_{\text{ред}} = u_{\text{к.п.}} \cdot u_{\text{ц.п.}} = 8 \dots 15 (\text{max } 22); \quad \frac{u_{\text{к.п.}}}{u_{\text{ц.п.}}} = 0,8 \dots 0,9, \quad (5)$$

где $u_{\text{к.п.}} = u_{\text{б}}$ – передаточное число быстроходной ступени (конической);

$u_{\text{ц.п.}} = u_{\text{т}}$ – передаточное число тихоходной ступени (цилиндрической).

Тогда, оставляя $u_{\text{общ}} = 2$, получим

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{общ}}}; \quad (6)$$

$$u_{\text{ред}} = \frac{26,667}{2} = 13,334;$$

$$u_{\text{к.п.}} = 0,8 \cdot u_{\text{ц.п.}}; \quad u_{\text{ред}} = 0,8 \cdot u_{\text{ц.п.}} \cdot u_{\text{ц.п.}} = 0,8 \cdot u_{\text{ц.п.}}^2;$$

$$u_{\text{ц.п.}}^2 = u_{\text{ред}} / 0,8; \quad u_{\text{ц.п.}} = \sqrt{u_{\text{ред}} / 0,8} = \sqrt{13,334 / 0,8} = 4,083;$$

$$u_{\text{к.п.}} = 0,8 \cdot 4,083 = 3,266;$$

$$u_{\text{ред}} = 3,266 \cdot 4,083 = 13,335.$$

1.4 Силовые и кинематические параметры привода

Расчет элементов привода выполняем по расчетной мощности $P_{\text{эд}}$ электродвигателя.

Для каждого из валов элементов привода определяем частоту вращения n , мощность P и вращающий момент T .

Определяем частоты вращения валов привода:

$$n_{\text{эд}} = 960 \text{ об/мин};$$

$$n_1 = n_{\text{эд}}; \quad n_1 = 960 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = n_1 / u_{\text{к.п.}}; \quad n_2 = 960 / 3,266 = 293,9 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = n_2 / u_{ц.п.}; \quad n_3 = 293,9 / 4,083 = 72 \text{ об/мин.}$$

$$n_4 = n_3 / u_{ощп}; \quad n_4 = 72 / 2 = 36 \text{ об/мин.}$$

Определяем мощности, передаваемые на валы привода:

$$P_{эд} = 5,485 \text{ кВт};$$

$$P_1 = P_{эд} \cdot \eta_m \cdot \eta_{пк}; \quad P_1 = 5,485 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 5,376 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{кп} \cdot \eta_{пк}; \quad P_2 = 5,376 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 5,109 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{щп} \cdot \eta_{пк}; \quad P_3 = 5,109 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 4,906 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{ощп} \cdot \eta_{пк}; \quad P_4 = 4,906 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 4,52 \text{ кВт.}$$

Определяем вращающие моменты, передаваемые валами

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i} :$$

$$T_{эд} = 9550 \frac{5,485}{960} = 54,564 \text{ Н·м};$$

$$T_1 = 9550 \frac{5,376}{960} = 53,480 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 9550 \frac{5,109}{293,9} = 166,012 \text{ Н·м};$$

$$T_3 = 9550 \frac{4,906}{72} = 650,726 \text{ Н·м};$$

$$T_4 = 9550 \frac{4,52}{36} = 1199,056 \text{ Н·м.}$$

Результаты расчета представлены в табл. 2.

Таблица 2

Силовые и кинематические параметры привода

Номер вала	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	Крутящий момент, Н·м
Электродвигатель	960	5,485	54,564
1	960	5,376	53,480
2	293,9	5,109	166,012
3	72	4,906	650,726
4	36	4,52	1199,056

2 РАСЧЕТ ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ РЕДУКТОРА (ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ)

2.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса

На основании рекомендаций ([5], табл. П4, П6) для изготовления шестерни принимаем сталь 35Х, а колеса – сталь 55.

Механическая характеристика материала представлена в табл. 3.

Таблица 3

Механическая характеристика материала

Наименование	Марка стали	Термообработка	Твердость H_{HB}	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
Шестерня	35Х	Улучшение	220 ... 260	740	490
Колесо	55	Нормализация	185 ... 230	640	320

Для обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни 3 и колеса 4 прямозубых передач и ускорения их приработки должно выполняться условие ([5], 2.1)

$$H_{HB3} \geq H_{HB4} + (20 \dots 30), \quad (7)$$

где $H_{HB3} = 250$ НВ; $H_{HB4} = 220$ НВ.

2.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость

Допускаемые контактные напряжения σ_{HP} , МПа, определяются отдельно для шестерни и колеса по формуле ([5], 2.3).

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{S_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_X, \quad (8)$$

где σ_{Hlim} – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу N_{Hlim} циклов напряжений, МПа;

$$\sigma_{H \lim} = 2H_{HB} + 70; \quad (9)$$

$$\sigma_{H \lim 3} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 4} = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа};$$

S_H – коэффициент запаса прочности; $S_H = 1,1$;

Z_N – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса;

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}}; \quad 2,6 \geq Z_N \geq 1,0; \quad (10)$$

$N_{H \lim}$ – базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости;

$$N_{H \lim} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7; \quad (11)$$

N_K – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи (циклограмма нагрузки см. рис. 1.1);

$$N_K = 60 \cdot c \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \cdot n_i \cdot L_{hi}, \quad (12)$$

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;

L_{hi} – продолжительность действия момента T_i , ч;

c – число зацеплений зуба за один оборот колеса, равное числу колес, зацепляющихся с рассчитываемым колесом;

L_h – расчетный срок службы передачи, час;

$$L_h = 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot L \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}, \quad (13)$$

L – срок службы привода, год;
 $K_{\text{год}}, K_{\text{сут}}$ – коэффициенты использования привода в течение года и суток;
 Z_L – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла;
 Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;
 Z_v – коэффициент, учитывающий окружную скорость;
 Z_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

$$N_{H\text{lim}3} = 30 \cdot 250^{2,4} = 17,07 \cdot 10^6;$$

$$N_{H\text{lim}4} = 30 \cdot 220^{2,4} = 12,56 \cdot 10^6;$$

$$L_h = 365 \cdot 0,6 \cdot 7 \cdot 24 \cdot 0,9 = 33113 \text{ ч};$$

$$N_{K3} = 60 \cdot 1 \cdot (1^3 \cdot 0,5 + 0,8^3 \cdot 0,5) \cdot 293,9 \cdot 33113 = 441,4 \cdot 10^6;$$

$$N_{K4} = \frac{N_{K3}}{u_{\text{к.п.}}}; N_{K4} = 441,4 \cdot 10^6 / 3,266 = 135,2 \cdot 10^6.$$

Так как $N_{K3} > N_{H\text{lim}3}$ и $N_{K4} > N_{H\text{lim}4}$, то $Z_N = 1$.

Произведение $Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_X = 0,9$.

Тогда

$$\sigma_{HP3} = 0,9 \cdot \frac{570}{1,1} \cdot 1 = 466,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP4} = 0,9 \cdot \frac{510}{1,1} \cdot 1 = 417,3 \text{ МПа}.$$

Для прямозубых передач за расчетное принимаем условное допускаемое напряжение меньшее из двух, т.е.

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP4} = 417,3 \text{ МПа};$$

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 ([5], 2.11):

$$\sigma_{HP\max} = 2,8 \cdot \sigma_T, \quad (14)$$

где σ_T – предел текучести материала, МПа ([5], табл. П6).

$$\sigma_{HP\max 3} = 2,8 \cdot 490 = 1372 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP\max 4} = 2,8 \cdot 320 = 896 \text{ МПа}.$$

2.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость

Принимаем предварительно зубчатую передачу прямозубой.

Диаметр начальной окружности d_{w3} , мм, определяется по формуле ([6], 2.12).

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta} \cdot u + 1}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u^2}}, \quad (15)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент, $K_d=770 \text{ (Н/мм)}^{1/3}$ – для прямозубых передач; $K_d=675 \text{ (Н/мм)}^{1/3}$ – для косозубых и шевронных передач;

T_{2H} – вращающий момент на колесе рассчитываемой пары, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} по графику ([6], рис. П1.1); принимаем $K_{H\beta} = 1,06$;

$u = u_{ц.п.}$ – передаточное число рассчитываемой пары;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа;

ψ_{bd} – коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w3}}$, выбираемый в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и расположения колес относительно опор; определяется по ([6], табл. П1.8); принимаем $\psi_{bd} = 0,9$;

Тогда

$$d_{w3} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{650,726 \cdot 1,06}{0,9 \cdot 417,3^2} \cdot \frac{4,083 + 1}{4,083^2}} = 84,9 \text{ мм.}$$

Окружная скорость шестерни определяется по формуле ([6], 2.13)

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_{w3} \cdot n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (16)$$

где n_2 – частота вращения вала шестерни, об/мин;

$$v_2 = \frac{3,14 \cdot 84,9 \cdot 293,9}{60 \cdot 1000} = 1,31 \text{ м/с.}$$

Так как $v_2 = 1,31 \text{ м/с} < 5 \text{ м/с}$, то передача действительно является прямозубой.

Принимаем 9-ю степень точности по ГОСТ 1643–81 ([6], табл. П1.12).

Рабочая ширина венца шестерни определяется по формуле ([6], 2.14):

$$b_{w3} = \psi_{bd} \cdot d_{w3}; \quad (17)$$

$$b_{w3} = 0,9 \cdot 84,9 = 76,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_{w3} = 75 \text{ мм}$ ([6], табл. П1.7).

Модуль зацепления определяется по формуле ([6], 2.15):

$$m = \frac{b_w}{\psi_m} \geq m_{\min}, \quad (18)$$

где ψ_m – параметр, выбираемый в зависимости от типа передачи и твердости рабочих поверхностей зубьев; для передач редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами при твердости $H \leq 350 HB$ $\psi_m = 30 \dots 20$;

m_{\min} – минимальное значение модуля зацепления, мм; $m_{\min} = 1$ мм – для силовых передач;

$$m = \frac{75}{25} = 3,0 \text{ мм.}$$

Принимаем величину $m = 3$ мм ([6], табл. П1.9).

Числа зубьев шестерни и колеса определяются по формулам ([6], 2.16, 2.17):

$$z_3 = \frac{d_{w3}}{m} \geq z_{\min} = 17; \quad (19)$$

$$z_4 = z_3 \cdot u_{ц.п.} \quad (20)$$

$$z_3 = \frac{84,9}{3} = 28,3; \quad \text{принимаем } z_3 = 28;$$

$$z_4 = 28 \cdot 4,083 = 114,3; \quad \text{принимаем } z_4 = 114.$$

Уточняем величины:

– передаточного отношения

$$u_{тф} = \frac{z_4}{z_3}; \quad u_{тф} = \frac{114}{28} = 4,071;$$

$$\Delta u_T = \frac{|4,071 - 4,083|}{2,083} \cdot 100\% = 0,3\% < 4\%;$$

– диаметры начальных окружностей ([6], 2.20)

$$d_w = m \cdot z; \quad (21)$$

$$d_{w3} = 3 \cdot 28 = 84 \text{ мм};$$

$$d_{w4} = 3 \cdot 114 = 342 \text{ мм};$$

– межосевого расстояния ([6], 2.21)

$$a_w = 0,5 \cdot (d_{w3} + d_{w4}). \quad (22)$$

$$a_{wT} = 0,5 \cdot (84 + 342) = 213 \text{ мм};$$

– окружную скорость шестерни (1.16)

$$v_2 = \frac{3,14 \cdot 84 \cdot 293,9}{60 \cdot 1000} = 1,3 \text{ м/с}.$$

Рабочая ширина венца колеса ([6], 2.22)

$$b_{w4} = b_{w3} - (3 \dots 5). \quad (23)$$

$$b_{w4} = b_{w3} - 5;$$

$$b_{w4} = 75 - 5 = 70 \text{ мм}.$$

2.5 Проверочный расчет на контактную выносливость

Для обеспечения контактной выносливости должно выполняться условие ([6], 2.27):

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H \cdot u_T + 1}{b_{w3} \cdot d_{w3} \cdot u_T}} \leq \sigma_{HP}, \quad (24)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; $Z_E = 190$;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления; $Z_H = 2,5$ – для прямозубых передач;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; для прямозубых передач

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}; \quad (25)$$

ε_α – коэффициент торцового перекрытия;

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta; \quad (26)$$

β – угол наклона зуба; для прямозубой передачи $\beta = 0$;

F_{tH} – окружная сила на делительном цилиндре, Н ([6], 2.34);

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot T_{2H}}{d_3}; \quad (27)$$

T_{2H} – вращающий момент на шестерне, Н·м;

d_3 – делительный диаметр шестерни, мм;

K_H – коэффициент нагрузки, определяемый по формуле

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}; \quad (28)$$

K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; $K_A = 1,0$;

K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} \cdot b_{\omega 3}}{F_{tH} \cdot K_A}; \quad (29)$$

w_{Hv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_2 \cdot \sqrt{\frac{a_{WT}}{u_T}}; \quad (30)$$

δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев ([6], табл. П1.11); $\delta_H = 0,006$;

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса ([6], табл. П1.10); $g_0 = 73$;

$v_2, a_{вт}, u_T$ – уточненные значения окружной скорости шестерни, межосевого расстояния и передаточного числа;

$K_{H\beta} = 1,06$ (см. выше);

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

Тогда

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{28} + \frac{1}{114} \right) = 1,738;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,738}{3}} = 0,868;$$

$$w_{Hv} = 0,006 \cdot 73 \cdot 1,3 \cdot \sqrt{213 / 4,071} = 4,1 \text{ Н/мм};$$

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot 166,012}{84} = 3953 \text{ Н};$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{4,1 \cdot 75}{3953 \cdot 1,0} = 1,078;$$

$$K_H = 1,0 \cdot 1,078 \cdot 1,06 \cdot 1 = 1,143;$$

$$\sigma_{H3} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,868 \cdot \sqrt{\frac{3953 \cdot 1,143}{75 \cdot 84} \cdot \frac{4,071 + 1}{4,071}} = 389,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H3} = 389,7 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 417,3 \text{ МПа}.$$

Для стальных зубчатых колес недонапряжение составит ([6], 2.40)

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_{HP} - \sigma_H|}{\sigma_{HP}} \cdot 100\% \leq 10\%;$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{417,3 - 389,7}{417,3} \cdot 100\% = 6,6\% < 10\%.$$

Условие прочности (24) выполняется.

2.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Расчетное напряжение создаваемое наибольшей нагрузкой определяется по формуле ([6], 2.39)

$$\sigma_{H \max} = \sigma_{H3} \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq \sigma_{HP \max}; \quad (31)$$

$$\sigma_{H \max 3} = 389,7 \cdot \sqrt{2,2} = 578,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \max 3} < \sigma_{HP \max} = 1372 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (31) выполняется.

2.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} , МПа, определяются по формуле ([6], 2.41) для шестерни и колеса отдельно

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X, \quad (32)$$

где $\sigma_{F \lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, МПа;

$$\sigma_{F \lim b} = \sigma_{F \lim b}^0 \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A, \quad (33)$$

$\sigma_{F \lim b}^0$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому циклу напряжений, МПа;

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,75 \cdot H_{HB}; \quad (34)$$

Y_T – коэффициент, учитывающий технологию изготовления;
 $Y_{T1} = Y_{T2} = 1,0$;

Y_z – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса; для поковок и штамповок $Y_z = 1,0$; для проката $Y_z = 0,9$; для литых заготовок $Y_z = 0,8$;

Y_g – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба; для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью зубьев принимают $Y_g = 1,0$;

Y_d – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности; для зубчатых колес без деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности принимают $Y_d = 1,0$;

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки: при одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1,0$, при двустороннем приложении нагрузки (при реверсивной нагрузке) $Y_A = 0,7 \dots 0,8$, причем большие значения при $H > 350 \text{ HB}$;

S_F – коэффициент запаса прочности; определяют в зависимости от способа термической и химикотермической обработки и вероятности разрушения; для зубчатых колес из нормализованной и улучшенной стали, зубчатых колес, закаленных при объемном нагреве, и азотированных зубчатых колес для вероятности разрушения 0,99 $S_F = 1,7$;

Y_N – коэффициент долговечности, определяемый по формуле

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F \lim}}{N_K}}; \quad 4,0 \geq Y_N \geq 1,0; \quad (35)$$

$N_{F \lim}$ – базовое число циклов напряжений, $N_{F \lim} = 4 \cdot 10^6$;

N_K – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи (циклограммы нагрузки) (см. рис. 1.1);

$$N_K = 60 \cdot c \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^6 \cdot n_i \cdot L_{hi}, \quad (36)$$

где величины, входящие в (36) имеет тот же смысл, что и в формуле (11); при $N_K > N_{F \lim}$ принимаем $Y_N = 1$;

Y_δ – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент);

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m; \quad (37)$$

m – модуль зацепления, мм;

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности; для шлифования и зубофрезерования при шероховатости поверхности не более $R_Z = 40$ мкм $Y_R = 1,0$;

Y_X – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса,

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot d; \quad (38)$$

d – делительный диаметр зубчатого колеса, мм.

Тогда имеем

$$\sigma_{F \lim b3}^0 = 1,75 \cdot 250 = 437,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim b4}^0 = 1,75 \cdot 220 = 385 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициенты: $Y_{T3} = Y_{T4} = 1,0$; $Y_z = 1,0$; $Y_g = 1,0$; $Y_d = 1,0$; $Y_A = 1,0$; $S_F = 1,7$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_K :

$$N_{K3} = 60 \cdot 1 \cdot (1^6 \cdot 0,5 + 0,8^6 \cdot 0,5) \cdot 293,9 \cdot 33113 = 368,5 \cdot 10^6;$$

$$N_{K4} = \frac{N_{K3}}{u_T}; N_{K4} = 368,5 \cdot 10^6 / 4,071 = 90,5 \cdot 10^6$$

Так как $N_{K3} > N_{F \text{ lim}}$ и $N_{K4} > N_{F \text{ lim}}$, принимаем $Y_N = 1$.

$$Y_S = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 3 = 1.$$

Коэффициент, $Y_R = 1,0$.

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot 342 = 1,008.$$

$$\sigma_{FP3} = \frac{437,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,008 = 259,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP4} = \frac{385}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,008 = 228,3 \text{ МПа};$$

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

Допускаемые предельные напряжения $\sigma_{FP \text{ max}}$, МПа, определяются по формуле ([6], 2.48)

$$\sigma_{FP \text{ max}} = \frac{\sigma_{FSt}}{S_{FSt}} \cdot Y_{RSt} \cdot Y_X \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}}, \quad (39)$$

где σ_{FSt} – предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой;

$$\sigma_{FSt} = \sigma_{FSt}^0 \cdot Y_{gSt} \cdot Y_{dSt}, \quad (40)$$

σ_{FSt}^0 – базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа;

$$\sigma_{FSt}^0 = 6,5 \cdot H_{HB}; \quad (41)$$

Y_{gSt} – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба; при отсутствии шлифования $Y_{gSt} = 1,0$;

Y_{dSt} – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения; при отсутствии деформационного упрочнения $Y_{dSt} = 1,0$;
 S_{FSt} – коэффициент запаса прочности, определяемый по формуле

$$S_{FSt} = Y_z \cdot S_Y, \quad (42)$$

Y_z – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса; для поковок и штамповок $Y_z = 1,0$; для проката $Y_z = 0,9$; для литых заготовок $Y_z = 0,8$;

S_Y – коэффициент, зависящий от вероятности неразрушения; для легированных и углеродистых сталей, нормализованных и улучшенных и вероятности неразрушения 0,99 $S_Y = 1,75$;

Y_{RSt} – коэффициент, принимаемый равным $Y_{RSt} = 1,0$;

$\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}}$ – отношение, принимаемое равным $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = 1,0$.

$$\sigma_{FSt3}^0 = 6,5 \cdot 250 = 1625 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FSt4}^0 = 6,5 \cdot 220 = 1430 \text{ МПа};$$

Принимаем коэффициенты: $Y_{gSt} = 1,0$; $Y_{dSt} = 1,0$.

Тогда

$$\sigma_{FSt3} = 1625 \cdot 1 \cdot 1 = 1625 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FSt4} = 1430 \cdot 1 \cdot 1 = 1430 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициенты: $Y_z = 1,0$; $S_Y = 1,75$; $Y_{RSt} = 1,0$.

Отношение $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = 1,0$.

Тогда

$$\sigma_{FP \max 3} = \frac{1625}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 928,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP \max 4} = \frac{1430}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 817,1 \text{ МПа}.$$

2.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливают сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения по ([6], 2.52):

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}. \quad (43)$$

Расчетное местное напряжение при изгибе определяется по формуле ([6], 2.53).

$$\sigma_F = \frac{F_{tF}}{b \cdot m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon, \quad (44)$$

где F_{tF} – окружная сила на делительном цилиндре зубчатого колеса, по которому выполняют расчет, Н;

$$F_{tF} = \frac{2000 \cdot T_F}{d}; \quad (45)$$

T_F – вращающий момент на зубчатом колесе, по которому выполняют расчет, Н·м;

d – делительный диаметр зубчатого колеса, по которому выполняют расчет, мм;

K_F – коэффициент нагрузки, определяемый по формуле

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}; \quad (46)$$

K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; $K_A = 1,0$;

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} \cdot b_w}{F_{tF} \cdot K_A}; \quad (47)$$

w_{Fv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм:

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{a_w / u}; \quad (48)$$

δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев ([6], табл. П1.11);

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса ([6], табл. П1.10);

v, a_w, u – уточненные значения окружной скорости зубчатого колеса, по которому ведется расчет, межосевого расстояния и передаточного числа

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} ([6], рис. П1.1);

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

Принимаем: $K_A = 1,0$; $\delta_F = 0,016$; $g_0 = 73$; $K_{F\beta} = 1,15$; $K_{F\alpha} = 1,0$; $Y_\beta = 1,0$; $Y_\varepsilon = 1,0$.

Расчет выполняем для менее прочного зубчатого колеса, т.е. для колеса, у которого меньше отношение σ_{FP} / Y_{FS} .

Для $z_{v3} = 28$; $z_{v4} = 114$; $Y_{FS3} = 3,8$; $Y_{FS4} = 3,6$;

$$\frac{\sigma_{FP3}}{Y_{FS3}} = \frac{262,5}{3,8} = 69,1 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP4}}{Y_{FS4}} = \frac{231}{3,6} = 64,2 \text{ МПа.}$$

Так как $\frac{\sigma_{FP4}}{Y_{FS4}} < \frac{\sigma_{FP3}}{Y_{FS3}}$, то расчет ведем по колесу.

$$w_{Fv} = 0,016 \cdot 73 \cdot 1,3 \cdot \sqrt{213 / 4,071} = 11 \text{ Н/мм};$$

$$F_{tF} = \frac{2000 \cdot 650,726}{342} = 3805 \text{ Н};$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{11 \cdot 70}{3805 \cdot 1,0} = 1,202;$$

$$K_F = 1,0 \cdot 1,202 \cdot 1,15 \cdot 1,0 = 1,382;$$

$$\sigma_F = \frac{3805}{70 \cdot 3} \cdot 1,382 \cdot 3,6 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 90,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} = 231 \text{ МПа.}$$

Условие прочности (43) выполняется.

2.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяют сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки по ([6], 2.65).

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max} . \quad (49)$$

Расчетное местное напряжение, МПа, определяется по формуле ([6], 2.66)

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} ; \quad (50)$$

где σ_F – расчетное местное напряжение при изгибе, определяемое по формуле (44);

$\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} = 2,2$ – отношение принимают по каталогу электродвигателей;

$\sigma_{FP \max}$ – допускаемое напряжение изгиба в опасном сечении, определенное по формуле (39).

$$\sigma_{F \max} = 90,1 \cdot 2,2 = 198,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} < \sigma_{FP \max} = 817,1 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (50) выполняется.

2.11 Параметры зацепления зубчатой передачи

Диаметры окружностей выступов шестерни и колеса определяются по формуле ([6], 2.67):

$$d_a = d_w + 2m . \quad (51)$$

$$d_{a3} = 84 + 2 \cdot 3 = 90 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = 342 + 2 \cdot 3 = 348 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин определяются по формуле ([6], 2.68):

$$d_f = d_w - 2,5m . \quad (52)$$

$$d_{f3} = 84 - 2,5 \cdot 3 = 76,5 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = 342 - 2,5 \cdot 3 = 334,5 \text{ мм}.$$

Общая ширина зубчатого венца шестерни 3 и колеса 4 определяется по формуле ([6], 2.69):

$$b = b_w + m . \quad (53)$$

$$b_3 = 75 + 3 = 78 \text{ мм};$$

$$b_4 = 70 + 3 = 73 \text{ мм}.$$

Параметры зацепления представлены в табл. 4.

Таблица 4

Параметры зацепления тихоходной ступени

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Модуль зацепления	m	мм	3	3
Число зубьев	z	—	28	114
Диаметр начальной окружности	d_w	мм	84	342
Делительный диаметр	d	мм	84	342
Диаметр окружности вершин	d_a	мм	90	348
Диаметр окружности впадин	d_f	мм	76,5	334,5
Рабочая ширина венца	b_w	мм	75	70
Общая ширина венца	b	мм	78	73
Межосевое расстояние	$a_{вт}$	мм	213	

3 РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ РЕДУКТОРА (КОНИЧЕСКОЙ)

3.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса

На основании рекомендаций ([5], табл. П4) для изготовления шестерни принимаем сталь 45, а колеса – сталь 40.

Механическая характеристика материала представлена в табл. 5.

Таблица 5

Механическая характеристика материала

Наименование	Марка стали	Термообработка	Твердость H_{HB}	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
Шестерня	45	Улучшение	207 ... 236	780	440
Колесо	40	Нормализация	170 ... 190	530	270

Для обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни 1 и колеса 2 прямозубой передачи и ускорения их приработки должно выполняться условие (7)

$$H_{HB1} \geq H_{HB2} + (20 \dots 30),$$

где $H_{HB1} = 220$ HB; $H_{HB2} = 190$ HB.

3.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость

Допускаемые контактные напряжения определяются отдельно для шестерни и колеса по формуле (9).

$$\sigma_{H \lim 1} = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 2 \cdot 190 + 70 = 450 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности $S_H = 1,1$.

Коэффициент долговечности Z_N , учитывающий влияние ресурса передачи определяется по формуле (10).

$$N_{H\lim 1} = 30 \cdot 220^{2,4} = 12,6 \cdot 10^6;$$

$$N_{H\lim 2} = 30 \cdot 190^{2,4} = 8,8 \cdot 10^6;$$

$$N_{K1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^3 \cdot 0,5 + 0,8^3 \cdot 0,5) \cdot 960 \cdot 33113 = 1442 \cdot 10^6;$$

$$N_{K2} = \frac{N_{K1}}{u_6}; N_{K2} = 1442 \cdot 10^6 / 3,266 = 441,5 \cdot 10^6.$$

Так как $N_{K1} > N_{H\lim 1}$ и $N_{K2} > N_{H\lim 2}$, то $Z_N = 1$.

Тогда

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \cdot \frac{510}{1,1} \cdot 1 = 417,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = 0,9 \cdot \frac{450}{1,1} \cdot 1 = 368,2 \text{ МПа}.$$

За расчетное принимаем условное допускаемое напряжение принимаем $\sigma_{HP} = 368,2 \text{ МПа}$.

3.3 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], 2.11).

$$\sigma_{HP\max 1} = 2,8 \cdot 440 = 1232 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP\max 2} = 2,8 \cdot 270 = 756 \text{ МПа}.$$

3.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость

Предварительно принимаем зубчатую передачу прямозубой.

Средний диаметр d_{m1} шестерни, мм, определяется по формуле ([5], 2.12)

$$d_{m1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta}}{\mathcal{G}_H \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}}, \quad (54)$$

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

T_{1H} – вращающий момент на шестерне рассчитываемой пары, Н·м; $T_{1H} = 53,480 \text{ Н·м}$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} по графику ([5], рис. П1); $K_{H\beta} = 1,15$;

u – передаточное число рассчитываемой пары; $u = u_{к.п.} = 3,266$;

\mathcal{G}_H – коэффициент, учитывающий влияние на несущую способность передачи вида конических колес; $\mathcal{G}_H = 0,85$ – для колес с прямыми зубьями;

ψ_{bd} – коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{m1}}$, выбираемый в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и расположения колес относительно опор; определяется по ([5], табл. П7); $\psi_{bd} = 0,5$;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, (см. разд. 3.2).

$$d_{m1} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{53,480 \cdot 1,15}{0,85 \cdot 0,5 \cdot 368,2^2} \cdot \frac{\sqrt{3,266^2 + 1}}{3,266}} = 79,9 \text{ мм.}$$

Окружная скорость шестерни v_{m1} , м/с, определяется по формуле ([5], 2.13)

$$v_{m1} = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (55)$$

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

$$v_{m1} = \frac{3,14 \cdot 79,9 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 4,0 \text{ м/с.}$$

Так как $v_{m1} = 4,0 > 2,5$ м/с применяем колеса с круговыми зубьями с углом наклона $\beta_m = 35^\circ$ и производим перерасчет – определяем величину d_{m1} по формуле (1.54) при $K_d = 675 \text{ (Н/мм)}^{1/3}$, допускаемых напряжениях определенных по формуле ([5], 2.10) и коэффициенте \mathcal{G}_H , выбираемым по ([5], табл. П8).

Для конических передач за расчетное принимаем условное допускаемое контактное напряжение

$$\sigma_{HP1} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \leq 1,15 \cdot \sigma_{HP\min}, \quad (56)$$

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

$$\sigma_{HP1} = 0,45 \cdot (417,3 + 368,2) = 353,5 \text{ МПа.}$$

$$423,4 \text{ МПа.}$$

$$\mathcal{G}_H = 1,22 + 0,21 \cdot u_{к.п.}; \quad (57)$$

$$\mathcal{G}_H = 1,22 + 0,21 \cdot 3,266 = 1,91.$$

$$d_{m1} = 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{53,480 \cdot 1,15}{1,91 \cdot 0,5 \cdot 353,5^2} \cdot \frac{\sqrt{3,266^2 + 1}}{3,266}} = 54,9 \text{ мм.}$$

Рабочая ширина венца шестерни определяется по формуле ([5], 2.14)

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_{m1}; \quad (58)$$

$$b_{w1} = 0,5 \cdot 54,9 = 27,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_{w1} = 28$ мм ([5], табл. П9).

Углы делительных конусов шестерни и колеса определяются по формулам ([5], 2.15, 2.16)

$$\delta_2 = \arctg u; \quad (59)$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2; \quad (60)$$

$$\delta_2 = \arctg 3,266 = 72^\circ 58' 34'';$$

$$\delta_1 = 90 - 72^\circ 58' 34'' = 17^\circ 01' 26''.$$

Внешний делительный диаметр шестерни ([5], 2.17)

$$d_{e1} = d_{m1} + b_w \cdot \sin \delta_1; \quad (61)$$

$$d_{e1} = 54,9 + 28 \cdot \sin 17^\circ 01' 26'' = 63,1 \text{ мм.}$$

Внешнее конусное расстояние ([5], 2.18)

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1}; \quad (62)$$

$$R_e = \frac{63,1}{2 \cdot \sin 17^\circ 01' 26''} = 107,8 \text{ мм.}$$

Проверяем правильность выбора параметра ψ_{bd} по условию ([5], 2.19)

$$b_w / R_e \leq 0,3; \quad (63)$$

$$28 / 107,7 = 0,26 \leq 0,3.$$

Условие (63) выполняется.

Внешний окружной модуль m_{te} определяют по формуле ([5], 2.20)

$$m_{te} \geq 0,1 \cdot b_w; \quad (64)$$

$$m_{te} \geq 0,1 \cdot 28 = 2,8 \text{ мм.}$$

Число зубьев шестерни z_1 определяют по формуле ([5], 2.21)

$$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}} \geq z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta_n; \quad (65)$$

$$z_1 = \frac{63,1}{2,8} = 22,3 \geq z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 35 = 9.$$

Значение z_1 округляем до целого значения; $z_1 = 23$.

Число зубьев колеса z_2 определяют по формуле ([5], 2.22)

$$z_2 = z_1 \cdot u_{\text{к.п.}}; \quad (66)$$

$$z_2 = 23 \cdot 3,266 = 75,1; \text{ принимаем } z_2 = 75.$$

Определяем модуль m_{tm} в среднем нормальном сечении по формуле ([5], 2.26)

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1}; \quad (67)$$

$$m_{tm} = \frac{54,9}{23} = 2,39 \text{ мм.}$$

Определяем модуль нормальный m_{nm} в среднем сечении для кругового зуба при $\beta_n = 35^\circ$ по формуле ([5], 2.29)

$$m_{nm} = m_{tm} \cdot \cos \beta_n; \quad (68)$$

$$m_{nm} = 2,39 \cdot \cos 35^\circ = 1,96 \text{ мм; принимаем } m_{nm} = 2 \text{ мм.}$$

Уточняем величины:

– передаточного числа по формуле ([5], 2.23)

$$u_{\text{к.п.}} = \frac{z_2}{z_1}; \quad (69)$$

$$u_{\text{к.п.}} = \frac{75}{23} = 3,261;$$

– углов делительных конусов δ_2 и δ_1 по формулам ([5], 2.15, 2.16).

$$\delta_2 = \arctg 3,261 = 72^\circ 57' 06'';$$

$$\delta_1 = 90 - 72^\circ 57' 06'' = 17^\circ 02' 54''.$$

Средний делительный диаметр шестерни d_{m1} и колеса d_{m2} определяют по формулам ([5], 2.30)

$$\left. \begin{aligned} d_{m1} &= \frac{z_1 \cdot m_{nm}}{\cos \beta_n}; \\ d_{m2} &= \frac{z_2 \cdot m_{nm}}{\cos \beta_n}. \end{aligned} \right\}; \quad (70)$$

$$d_{m1} = \frac{23 \cdot 2}{\cos 35} = 56,2 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = \frac{75 \cdot 2}{\cos 35} = 183,1 \text{ мм}.$$

Среднее конусное расстояние R_m определяют по формуле ([5], 2.31)

$$R_m = \frac{m_{nm} \cdot z_c}{2 \cos \beta_n}, \quad (71)$$

где z_c – число зубьев плоского колеса, определяемое по формуле ([5], 2.32)

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (72)$$

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{23^2 + 75^2} = 78,4;$$

$$R_m = \frac{2 \cdot 78,4}{2 \cdot \cos 35} = 95,7 \text{ мм.}$$

Внешнее конусное расстояние R_e определяют по формуле ([5], 2.33)

$$R_e = R_m + 0,5 \cdot b_w; \quad (73)$$

$$R_e = 95,7 + 0,5 \cdot 28 = 109,7 \text{ мм.}$$

Внешний окружной модуль m_{te} определяют по формуле ([5], 2.34)

$$m_{te} = \frac{2R_e}{z_c}; \quad (74)$$

$$m_{te} = \frac{2 \cdot 109,7}{78,4} = 2,8 \text{ мм.}$$

Внешний делительный диаметр шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} определяют по формулам ([5], 2.35)

$$\left. \begin{aligned} d_{e1} &= m_{te} \cdot z_1; \\ d_{e2} &= m_{te} \cdot z_2. \end{aligned} \right\}; \quad (75)$$

$$d_{e1} = 2,8 \cdot 23 = 64,4 \text{ мм;}$$

$$d_{e2} = 2,8 \cdot 75 = 210 \text{ мм.}$$

Уточняем окружную скорость v_{m1}

$$v_{m1} = \frac{3,14 \cdot 56,2 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 2,8 \text{ м/с.}$$

Принимаем 9-ю степень точности ([5], табл. П14).

Условное межосевое расстояние a_w определяется по формуле ([5], 2.28)

$$a_w = 0,5 \cdot (d_{m1} + d_{m2}); \quad (76)$$

$$a_w = 0,5 \cdot (56,2 + 183,1) = 119,7 \text{ мм.}$$

3.5 Проверочный расчет на контактную выносливость

Для обеспечения контактной выносливости должно выполняться условие ([5], 2.52)

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H}{\varrho_H \cdot b_{w1} \cdot d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq \sigma_{HP}, \quad (77)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; $Z_E = 190$;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления; для передач с круговым зубом $Z_H = 2,26$ при $\beta_n = 35^\circ$;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий: для косозубых передач ([5], 2.54)

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot \varepsilon_\alpha}}; \quad (78)$$

ε_α – коэффициент торцового перекрытия ([5], 2.55)

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta; \quad (79)$$

F_{tH} – окружная сила на делительном цилиндре, Н ([5], 2.56);

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot T_{1H}}{d_{m1}}; \quad (80)$$

T_{1H} – вращающий момент на шестерне, Н·м;

d_{m1} – средний делительный диаметр шестерни, мм;

K_H – коэффициент нагрузки, определяемый по формуле ([5], 2.57)

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}; \quad (81)$$

K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; $K_A = 1,0$;

K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении ([5], 2.58)

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} \cdot b_{\omega 1}}{F_{tH} \cdot K_A}; \quad (82)$$

w_{Hv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм ([5], 2.59);

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_{m1} \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}; \quad (83)$$

δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев ([5], табл. П11);

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса ([5], табл. П12);

v_{m1}, a_w, u – уточненные значения окружной скорости шестерни, условного межосевого расстояния и передаточного числа;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} по графику ([5], рис. П1);

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для передач с круговым зубом определяется по формуле ([5], 2.60)

$$K_{H\alpha} = 1 + k \cdot (n_{ст} - 5); \quad (84)$$

где k – коэффициент; $k = 0,06$ – для улучшенных и нормализованных;

$n_{ст}$ – число, соответствующее степени точности передачи ([5], табл. П14).

Определяем значения:

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,06 \cdot (9 - 5) = 1,24;$$

$$w_{Hv} = 0,002 \cdot 73 \cdot 2,8 \cdot \sqrt{\frac{109,7}{3,261}} = 2,5;$$

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot 53,480}{56,2} = 1903 \text{ Н};$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{2,5 \cdot 28}{1903 \cdot 1} = 1,037;$$

$$K_H = 1 \cdot 1,037 \cdot 1,15 \cdot 1,24 = 1,479;$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{75} \right) \right] \cdot \cos 35 = 1,391;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot 1,391}} = 0,87;$$

$$g_H = 1,22 + 0,21 \cdot 3,261 = 1,905;$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 2,26 \cdot 0,87 \cdot \sqrt{\frac{1903 \cdot 1,479}{1,905 \cdot 28 \cdot 56,2} \cdot \frac{\sqrt{3,261^2 + 1}}{3,261}} = 370,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H > \sigma_{HP}.$$

Для стальных зубчатых колес перенапряжение составит ([5], 2.67)

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_{HP} - \sigma_H|}{\sigma_{HP}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{|353,5 - 370,2|}{353,5} \cdot 100\% = 4,7\% < 5\%.$$

Условие прочности (77) выполняется (перенапряжение).

3.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Расчетное напряжение создаваемое наибольшей нагрузкой определяется по формуле ([5], 2.68)

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq \sigma_{HP \max}; \quad (85)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H \max 1} &= 370,2 \cdot \sqrt{2,2} = 549,1 \text{ МПа}; \\ \sigma_{H \max 1} &< \sigma_{HP \max} = 1232 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Условие прочности (85) выполняется.

3.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} , МПа, определяются по формуле (32).

$$\begin{aligned} \sigma_{F \lim b 1}^0 &= 1,75 \cdot 220 = 385 \text{ МПа}; \\ \sigma_{F \lim b 2}^0 &= 1,75 \cdot 190 = 332,5 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Принимаем коэффициенты: $Y_{T1} = Y_{T2} = 1,0$; $Y_z = 1,0$; $Y_g = 1,0$; $Y_d = 1,0$; $Y_A = 1,0$; $S_F = 1,7$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_K :

$$N_{K1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^6 \cdot 0,5 + 0,8^6 \cdot 0,5) \cdot 960 \cdot 33113 = 1203,6 \cdot 10^6;$$

$$N_{K2} = \frac{N_{K1}}{u_{\text{к.п.}}}; \quad N_{K2} = 1203,6 \cdot 10^6 / 3,261 = 369,1 \cdot 10^6$$

Так как $N_{K1} > N_{F \lim}$ и $N_{K2} > N_{F \lim}$, принимаем $Y_N = 1$.

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 2 = 1,030.$$

Коэффициент, $Y_R = 1,0$.

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot 183,1 = 1,027.$$

Тогда

$$\sigma_{FP1} = \frac{385}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,030 \cdot 1 \cdot 1,027 = 239,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{332,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,030 \cdot 1 \cdot 1,027 = 206,9 \text{ МПа};$$

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

Допускаемые предельные напряжения $\sigma_{FP\max}$, МПа, определяются по формуле (39):

$$\sigma_{FS1}^0 = 6,5 \cdot 220 = 1430 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FS2}^0 = 6,5 \cdot 190 = 1235 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициенты: $Y_{gSt} = 1,0$; $Y_{dSt} = 1,0$.

Тогда

$$\sigma_{FS1} = 1430 \cdot 1 \cdot 1 = 1430 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FS2} = 1235 \cdot 1 \cdot 1 = 1235 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициенты: $Y_z = 1,0$; $S_Y = 1,75$; $Y_{RSt} = 1,0$.

Отношение $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = 1,0$.

Тогда

$$\sigma_{FP\max1} = \frac{1430}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 817,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP\max2} = \frac{1235}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 705,7 \text{ МПа}.$$

1.3.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливают сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения по зависимости ([5], 2.80)

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}. \quad (86)$$

Расчет выполняется для менее прочного зубчатого колеса, т.е. для колеса, у которого меньше отношение σ_{FP} / Y_{FS} .

Расчетное местное напряжение при изгибе определяется по формуле ([5], 2.81)

$$\sigma_F = \frac{F_{tF}}{\mathcal{G}_F \cdot b_w \cdot m_{nm}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon, \quad (87)$$

где F_{tF} – окружная сила на делительном цилиндре зубчатого колеса, по которому выполняют расчет, Н ([5], 2.82);

$$F_{tF} = \frac{2000 \cdot T_F}{d_m}; \quad (88)$$

T_F – вращающий момент на зубчатом колесе, по которому выполняют расчет, Н·м;

d_m – средний делительный диаметр зубчатого колеса, по которому выполняют расчет, мм;

\mathcal{G}_F – коэффициент, учитывающий влияние на несущую способность передачи вида конических колес ([5], П8);

K_F – коэффициент нагрузки, определяемый по формуле ([5], 2.83)

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}; \quad (89)$$

K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; $K_A = 1,0$;

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении ([5], 2.84)

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} \cdot b_w}{F_{tF} \cdot K_A}; \quad (90)$$

w_{Fv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм ([5], 2.85):

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v_m \cdot \sqrt{a_w / u}; \quad (91)$$

δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (см. [5], табл. П11);

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (см.[5], табл. П12);

v_m, a_w, u – уточненные значения окружной скорости зубчатого колеса, по которому ведется расчет, условного межосевого расстояния и передаточного числа;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} (см.[5], рис. П1); $K_{F\beta} = 1,35$;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для передач с круговым зубом ([5], 2.86)

$$K_{F\alpha} = 1 + k \cdot (n_{ст} - 5); \quad (92)$$

k – коэффициент; $k = 0,06$ – для улучшенных и нормализованных; $k = 0,12$ – для закаленных колес;

$n_{ст}$ – число, соответствующее степени точности передачи;

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений; определяется по([5], рис. П4);

z_v – эквивалентное число зубьев, определяемое по формуле ([5], 2.87)

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_n}; \quad (93)$$

z – число зубьев колеса;

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба; для передач с круговым зубом определяется по формуле ([5], 2.88)

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120} \geq 0,7; \quad (94)$$

ε_{β} – коэффициент осевого перекрытия, определяемый по формуле ([5], 2.89)

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w}{p_x}; \quad (95)$$

b_w – рабочая ширина венца зубчатого колеса, по которому выполняют расчет, мм;

p_x – осевой шаг, мм;

$$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta_n}. \quad (96)$$

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; для передач с круговым зубом передач определяется по формуле ([5], 2.91)

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}. \quad (97)$$

Определяем отношение σ_{FP} / Y_{FS} .

$$z_{v1} = \frac{23}{\cos 17^\circ 02' 54'' \cdot \cos^3 35^\circ} = 43,7;$$

$$z_{v2} = \frac{75}{\cos 72^\circ 57' 06'' \cdot \cos^3 35^\circ} = 465,4;$$

$$Y_{FS1} = 3,75; Y_{FS2} = 3,62;$$

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{239,6}{3,75} = 63,9 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{206,9}{3,62} = 57,2 \text{ МПа}.$$

Так как $\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} < \frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}}$, то расчет ведем по колесу.

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{1,391} = 0,719; \quad p_x = \frac{3,14 \cdot 2,39}{\sin 35^\circ} = 13,1 \text{ мм}; \quad \varepsilon_\beta = \frac{28}{11,3} = 2,14;$$

$$Y_\beta = 1 - 2,14 \cdot \frac{35}{120} = 0,38; \text{ принимаем } Y_\beta = 0,7;$$

$$K_{F\alpha} = 1 + 0,06 \cdot (9 - 5) = 1,24;$$

$$w_{Fv} = 0,006 \cdot 73 \cdot 2,8 \cdot \sqrt{119,7 / 3,261} = 7,4 \text{ Н/мм};$$

$$F_{tF} = \frac{2000 \cdot 166,012}{183,1} = 1813 \text{ Н};$$

$$g_F = 0,94 + 0,08 \cdot 3,261 = 1,2;$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{7,4 \cdot 28}{1813 \cdot 1} = 1,114;$$

$$K_F = 1 \cdot 1,114 \cdot 1,35 \cdot 1,24 = 1,865;$$

$$\sigma_F = \frac{1813}{1,2 \cdot 28 \cdot 2} \cdot 1,865 \cdot 3,62 \cdot 0,7 \cdot 0,719 = 91,7 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP1} = 206,9 \text{ МПа.}$$

Условие (86) выполняется.

3.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяют сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки ([5], 2.101):

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}, \quad (98)$$

где $\sigma_{F \max}$ – расчетное местное напряжение, МПа, определяемое по формуле ([5], 2.102):

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}; \quad (99)$$

σ_F – расчетное местное напряжение при изгибе, МПа;

$\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}$ – отношение принимают по каталогу электродвигателей

(см.[5], табл. П2);

$\sigma_{FP \max}$ – допускаемое напряжение изгиба в опасном сечении, МПа, определенное по формуле (1.39).

$$\sigma_{F \max} = 91,7 \cdot 2,2 = 201,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} < \sigma_{FP \max} = 705,7 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (98) выполняется.

После выполнения прочностных расчетов выполняем дополнительный расчет по определению геометрических параметров для передач с круговым зубом.

3.11 Геометрический расчет конической передачи с круговым зубом

В результате выполненных выше расчетов получены:

- число зубьев плоского колеса z_c ;
- внешнее конусное расстояние R_e , мм;
- ширина зубчатого венца b , мм;
- углы делительных конусов δ_1 и δ_2 , град;
- средние делительные диаметры d_{m1} и d_{m2} , мм;
- внешние делительные диаметры d_{e1} и d_{e2} , мм;

Дополнительно определяем следующие параметры ([5], 2.118-2.135)

- среднее конусное расстояние R_m , мм

$$R_m = \frac{0,5 \cdot m_n \cdot z_c}{\cos \beta_n}; \quad (100)$$

$$R_m = \frac{0,5 \cdot 2 \cdot 78,4}{\cos 35} = 95,7 \text{ мм};$$

- коэффициент смещения x_n

$$\left. \begin{aligned} x_{n1} &= 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2} \right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_n}{z_1}}; \\ x_{n2} &= -x_{n1}; \end{aligned} \right\} \quad (101)$$

$$x_{n1} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{3,261^2} \right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^3 35^\circ}{23}} = 0,28;$$

$$x_{n2} = -0,28;$$

– коэффициент изменения толщины зуба шестерни (коэффициент тангенциального смещения) x_τ для передач с $u \geq 2,5$ и $29^\circ \leq \beta_n \leq 40^\circ$

$$\left. \begin{aligned} x_{\tau1} &= 0,11 + 0,01 \cdot (u - 2,5); \\ x_{\tau2} &= -x_{\tau1}; \end{aligned} \right\} \quad (102)$$

$$x_{\tau1} = 0,11 + 0,01 \cdot (3,261 - 2,5) = 0,102;$$

$$x_{\tau2} = -0,102;$$

– расстояние от внешнего торца до расчетного сечения l_e , мм

$$l_e = R_e - R_m; \quad (103)$$

$$l_e = 109,7 - 95,7 = 14 \text{ мм};$$

– поправка на ножку зуба h_f^* , мм; определяется по табл. П15, вводится только при $x_{\tau1} = 0$ и при двусторонней обработке колеса;

– высота ножки зуба в расчетном сечении h_f , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{f1} &= (1,2 - x_{n1} + h_f^*) \cdot m_n; \\ h_{f2} &= (1,2 + x_{n1} + h_f^*) \cdot m_n; \end{aligned} \right\}; \quad (104)$$

$$h_{f1} = (1,2 - 0,28) \cdot 2 = 1,84 \text{ мм};$$

$$h_{f2} = (1,2 + 0,28) \cdot 2 = 2,96 \text{ мм};$$

– нормальная толщина зуба в расчетном сечении s_n , мм

$$\left. \begin{aligned} s_{n1} &= (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_{n1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + x_{\tau1}) \cdot m_n; \\ s_{n2} &= \pi \cdot m_n - s_{n1}; \end{aligned} \right\} \quad (105)$$

$$s_{n1} = (0,5 \cdot 3,14 + 2 \cdot 0,28 \cdot \operatorname{tg} 20 + 0,102) \cdot 2 = 3,75 \text{ мм};$$

$$s_{n2} = 3,14 \cdot 2 - 3,75 = 2,53 \text{ мм};$$

– угол ножки зуба θ_f для осевой формы I

$$\left. \begin{aligned} \theta_{f1} &= \operatorname{arctg} \frac{h_{f1}}{R_m}; \\ \theta_{f2} &= \operatorname{arctg} \frac{h_{f2}}{R_m}; \end{aligned} \right\} \quad (106)$$

$$\theta_{f1} = \operatorname{arctg} \frac{1,84}{95,7} = 1^\circ 06' 05'';$$

$$\theta_{f2} = \operatorname{arctg} \frac{2,96}{95,7} = 1^\circ 46' 18'';$$

– угол головки зуба θ_a для осевой формы I

$$\theta_{a1} = \theta_{f2}; \quad \theta_{a2} = \theta_{f1};$$

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = 1^\circ 46' 18''; \quad \theta_{a2} = \theta_{f1} = 1^\circ 06' 05'';$$

– увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец Δh_{ae} , мм

$$\left. \begin{aligned} \Delta h_{ae1} &= l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{a1}; \\ \Delta h_{ae2} &= l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{a2}; \end{aligned} \right\} \quad (107)$$

$$\Delta h_{ae1} = 14 \cdot \operatorname{tg} 1^\circ 46' 18'' = 0,43 \text{ мм};$$

$$\Delta h_{ae2} = 14 \cdot \operatorname{tg} 1^\circ 06' 05'' = 0,27 \text{ мм};$$

– увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец Δh_{fe} , мм

$$\Delta h_{fe1} = l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{f1}; \quad \Delta h_{fe2} = l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{f2}; \quad (108)$$

$$\Delta h_{fe1} = 14 \cdot \operatorname{tg} 1^{\circ} 06' 05'' = 0,27 \text{ мм};$$

$$\Delta h_{fe2} = 14 \cdot \operatorname{tg} 1^{\circ} 46' 18'' = 0,43 \text{ мм};$$

– уменьшение высоты головки зуба в расчетном сечении Δh_a , мм

$$\left. \begin{aligned} \Delta h_{a1} &= (b - l_e) \cdot (\operatorname{tg} \theta_{f2} - \operatorname{tg} \theta_{a1}); \\ \Delta h_{a2} &= (b - l_e) \cdot (\operatorname{tg} \theta_{f1} - \operatorname{tg} \theta_{a2}); \end{aligned} \right\} \quad (109)$$

$$\Delta h_{a1} = (28 - 14) \cdot (\operatorname{tg} 1^{\circ} 46' 18'' - \operatorname{tg} 1^{\circ} 46' 18'') = 0;$$

$$\Delta h_{a2} = (28 - 14) \cdot (\operatorname{tg} 1^{\circ} 06' 05'' - \operatorname{tg} 1^{\circ} 06' 05'') = 0;$$

– высота головки зуба в расчетном сечении h_a , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{a1} &= (1 + x_{n1}) \cdot m_n - \Delta h_{a1}; \\ h_{a2} &= (1 - x_{n1}) \cdot m_n - \Delta h_{a2}; \end{aligned} \right\} \quad (110)$$

$$h_{a1} = (1 + 0,28) \cdot 2 - 0 = 2,56 \text{ мм};$$

$$h_{a2} = (1 - 0,28) \cdot 2 - 0 = 1,44 \text{ мм};$$

– внешняя высота головки зуба h_{ae} , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{ae1} &= h_{a1} + \Delta h_{ae1}; \\ h_{ae2} &= h_{a2} + \Delta h_{ae2}; \end{aligned} \right\} \quad (111)$$

$$h_{ae1} = 2,56 + 0,43 = 2,99 \text{ мм};$$

$$h_{ae2} = 1,44 + 0,27 = 1,71 \text{ мм};$$

– внешняя высота ножки зуба h_{fe} , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{fe1} &= h_{f1} + \Delta h_{fe1}; \\ h_{fe2} &= h_{f2} + \Delta h_{fe2}; \end{aligned} \right\} \quad (112)$$

$$h_{fe1} = 1,84 + 0,27 = 2,11 \text{ мм};$$

$$h_{fe2} = 2,96 + 0,43 = 3,39 \text{ мм};$$

– внешняя высота зуба h_e , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{e1} &= h_{ae1} + h_{fe1}; \\ h_{e2} &= h_{ae2} + h_{fe2}; \end{aligned} \right\} \quad (113)$$

$$h_{e1} = 2,99 + 2,11 = 5,1 \text{ мм};$$

$$h_{e2} = 1,71 + 3,39 = 5,1 \text{ мм};$$

– угол конуса вершин δ_a , град

$$\left. \begin{aligned} \delta_{a1} &= \delta_1 + \theta_{a1}; \\ \delta_{a2} &= \delta_2 + \theta_{a2}; \end{aligned} \right\} \quad (114)$$

$$\delta_{a1} = 17^\circ 02' 54'' + 1^\circ 46' 18'' = 18^\circ 49' 12'';$$

$$\delta_{a2} = 72^\circ 57' 06'' + 1^\circ 06' 05'' = 74^\circ 03' 11'';$$

– угол конуса вершин δ_f , град

$$\left. \begin{aligned} \delta_{f1} &= \delta_1 - \theta_{f1}; \\ \delta_{f2} &= \delta_2 - \theta_{f2}; \end{aligned} \right\} \quad (115)$$

$$\delta_{f1} = 17^\circ 02' 54'' - 1^\circ 06' 05'' = 15^\circ 56' 49'';$$

$$\delta_{f2} = 72^\circ 57' 06'' - 1^\circ 46' 18'' = 71^\circ 10' 48'';$$

– внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} , мм

$$\left. \begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 2h_{ae1} \cdot \cos \delta_1; \\ d_{ae2} &= d_{e2} + 2h_{ae2} \cdot \cos \delta_2. \end{aligned} \right\} \quad (116)$$

$$d_{ae1} = 64,4 + 2 \cdot 2,99 \cdot \cos 17^\circ 02' 54'' = 70,1 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = 210 + 2 \cdot 1,71 \cdot \cos 72^\circ 57' 06'' = 211 \text{ мм.}$$

Параметры зацепления быстроходной ступени представлены в табл. 6.

Таблица 6

**Параметры зацепления косозубой (с круговым зубом)
конической ступени многоступенчатого редуктора**

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Внешний окружной модуль	m_{te}	мм	2,8	2,8
Средний нормальный расчетный модуль	m_n	мм	2,0	2,0
Число зубьев	z	—	23	75
Межосевой угол передачи	Σ	град	90	
Передаточное число	u		3,261	
Средний угол наклона зуба	β_n	град	35	
Число зубьев плоского колеса	z_c		78,4	
Внешнее конусное расстояние	R_e	мм	109,7	
Ширина зубчатого венца	b	мм	28	
Угол делительного конуса	δ	град	17°02'54"	72°57'06"
Средний делительный диаметр	d_m	мм	56,2	183,1
Внешний делительный диаметр	d_e	мм	64,4	210,0
Расстояние от внешнего торца до расчетного сечения	l_e	мм	14	14
Среднее конусное расстояние	R_m	мм	95,7	95,7
Внешняя высота головки зуба	h_{ae}	мм	2,99	1,71
Внешняя высота ножки зуба	h_{fe}	мм	2,11	3,39
Внешняя высота зуба	h_e	мм	5,1	5,1
Угол ножки зуба	θ_f	град	1°06'05"	1°46'18"
Угол головки зуба	θ_a	град	1°46'18"	1°06'05"
Угол конуса вершин	δ_a	град	18°49'12"	74°03'11"
Угол конуса впадин	δ_f	град	15°56'49"	71°10'48"
Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae}	мм	70,1	211,0

4 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчет ведем на основании рекомендаций, представленных в ([4], с. 146–154).

Выбираем цепь приводную роликовую однорядную ПР (ГОСТ 13586–75) и определяем шаг ее по формуле ([4], 7.38)

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_9}{z_5 \cdot [p] \cdot m}}, \quad (117)$$

где T_1 – вращающий момент на валу меньшей звездочки, Н·мм;

z_5 – число зубьев ведущей звездочки;

$[p]$ – допускаемое давление, приходящееся на единицу проекции опорной поверхности шарнира, МПа ([4], табл. 7.18);

m – число рядов цепи;

K_9 – коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации цепной передачи,

$$K_9 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{см} \cdot K_{п}, \quad (118)$$

K_d – динамический коэффициент; $K_d = 1,0$ ([4], с. 149);

K_a – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния; $K_a = 1,0$ ([4], с. 150);

K_n – коэффициент, учитывающий влияние наклона цепи; $K_n = 1,0$ ([4], с. 150);

K_p – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи; $K_p = 1,25$ ([4], с. 150);

$K_{см}$ – коэффициент, учитывающий способ смазывания цепи; $K_{см} = 1,3$ ([4], с. 150);

$K_{п}$ – коэффициент, учитывающий периодичность работы передачи; $K_{п} = 1,0$ ([4], с. 150);

$$K_9 = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 1,625.$$

Числа зубьев звездочек определяется по формулам

$$z_5 = 31 - 2 \cdot u_{\text{оцп}}; \quad (119)$$

$$z_6 = z_5 \cdot u_{\text{оцп}}; \quad (120)$$

$$z_5 = 31 - 2 \cdot 2,359 = 26,3; \text{ принимаем } z_5 = 27;$$
$$z_6 = 27 \cdot 2,359 = 63,7; \text{ принимаем } z_6 = 64$$

Уточняем передаточное число цепной передачи

$$u_{\text{оцп}} = \frac{z_6}{z_5}; \quad u_{\text{оцп}} = \frac{64}{27} = 2,37.$$

Среднее значение $[p]$ принимаем ориентировочно по ([4], табл. 7.18): $[p] = 30,3$ МПа.

Число рядов цепи $m = 1$.

Тогда

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{417257 \cdot 1,625}{27 \cdot 30,3 \cdot 1,0}} = 26,3 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее большее значение $t = 31,75$ мм ([4], табл. 7.15).

Характеристика цепи:

- проекция опорной поверхности $A_{\text{оп}} = 262 \text{ мм}^2$;
- разрушающая нагрузка $Q = 88,5 \text{ кН}$;
- масса одного метра цепи $q = 3,8 \text{ кг/м}$.

Проверяем цепь по двум показателям:

а) по частоте вращения – ([4], табл. 7.17) допускаемая для цепи с шагом $t = 31,75$ мм частота вращения $[n_1] = 630$ об/мин; условие $n_1 \leq [n_1]$ выполнено;

б) по давлению в шарнирах – ([4], табл. 7.18); для данной цепи при 96,7 об/мин значение $[p] = 27,5$ МПа, а с учетом примечания к таблице ([4], табл. 7.18)

$$[p] = [p] \cdot [1 + 0,01 \cdot (z_5 - 17)];$$

$$[p] = 27,5 \cdot (1 + 0,01 \cdot (27 - 17)) = 30,3 \text{ МПа.}$$

Расчетное давление определяется по формуле ([4], 7.39)

$$p = \frac{F_t \cdot K_9}{A_{\text{оп}}}, \quad (121)$$

где F_t – окружная сила, Н;

$$F_t = \frac{P \cdot 10^3}{v}; \quad (122)$$

P – передаваемая мощность ведущей звездочкой, кВт;

v – скорость цепи, м/с;

$$v = \frac{z_5 \cdot t \cdot n_3}{60 \cdot 10^3}; \quad (123)$$

$$v = \frac{27 \cdot 31,75 \cdot 96,7}{60 \cdot 10^3} = 1,4 \text{ м/с};$$

$$F_t = \frac{4,225 \cdot 10^3}{1,4} = 3018 \text{ Н};$$

$$p = \frac{3018 \cdot 1,625}{262} = 18,7 \text{ МПа.}$$

Условие $p \leq [p]$ выполнено.

Число звеньев цепи определяется по формуле ([4], 7.36)

$$L_t = 2a_t + 0,5z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t}; \quad (124)$$

где a_t – межосевое расстояние в шагах;

$$a = 40t; \quad a_t = \frac{a}{t} = 40;$$

z_{Σ} – суммарное число зубьев;

$$z_{\Sigma} = z_5 + z_6;$$

$$z_{\Sigma} = 27 + 64 = 91;$$

Δ – поправка

$$\Delta = \frac{z_6 - z_5}{2\pi};$$

$$\Delta = \frac{64 - 27}{2 \cdot 3,14} = 5,9;$$

$$L_t = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot 91 + \frac{5,9^2}{40} = 126,4.$$

Величину L_t округляем до четного числа $L_t = 128$.

Уточняем межосевое расстояние по формуле ([4], 7.37)

$$a = 0,25 \cdot t \cdot [L_t - 0,5 \cdot z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5 \cdot z_{\Sigma})^2 - 8 \cdot \Delta^2}]. \quad (125)$$

$$a = 0,25 \cdot 31,75 \cdot \left[128 - 0,5 \cdot 91 + \sqrt{(128 - 0,5 \cdot 91)^2 - 8 \cdot 5,9^2} \right] = 1296 \text{ мм.}$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4 %, т.е. на $a \cdot 0,004 = 1296 \cdot 0,004 = 5,2$ мм.

Определяем диаметры делительных окружностей звездочек по формуле ([4], 7.34)

$$d_{\partial} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}}; \quad (126)$$

– ведущей

$$d_{\partial 5} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{27}} = 273,5 \text{ мм};$$

– ведомой

$$d_{\partial 6} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{64}} = 647,1 \text{ мм.}$$

Определяем диаметры наружных окружностей звездочек по формуле ([4], 7.35)

$$D_e = t \cdot (K_z + 0,7) - 0,31 \cdot d_5, \quad (127)$$

где K_z – коэффициент;

$$K_z = \operatorname{ctg} \frac{180}{z}; \quad (128)$$

$$K_{z5} = \operatorname{ctg} \frac{180}{27} = 8,56; \quad K_{z6} = \operatorname{ctg} \frac{180}{64} = 20,4;$$

d_5 – диаметр ролика, мм; ([4], табл. 7.15); $d_5 = 19,05$ мм;
– ведущей

$$D_{e1} = 31,75 \cdot (8,56 + 0,7) - 0,31 \cdot 19,05 = 288,1 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = 31,75 \cdot (20,4 + 0,7) - 0,31 \cdot 19,05 = 664,0 \text{ мм}.$$

Определяем силы, действующие на цепь:

– окружная $F_t = 3018$ Н;

– центробежная $F_v = q \cdot v^2$;

$$F_v = 3,8 \cdot 1,4^2 = 7,4 \text{ Н};$$

– от провисания цепи

$$F_f = 9,81 \cdot k_f \cdot q \cdot a, \quad (129)$$

где k_f – коэффициент, учитывающий расположение цепи;

$$F_f = 9,81 \cdot 6 \cdot 3,8 \cdot 1,296 = 290 \text{ Н};$$

– расчетная нагрузка на валы

$$F_B = F_t + 2F_f; \quad (130)$$

$$F_B = 3018 + 2 \cdot 290 = 3598 \text{ Н}.$$

Проверяем коэффициент запаса прочности s по формуле

$$s = \frac{Q}{F_t \cdot K_d + F_v + F_f}; \quad (131)$$

$$s = \frac{88,5 \cdot 10^3}{3018 \cdot 1,0 + 7,4 + 290} = 26,7.$$

Нормативный коэффициент запаса прочности $[s] = 7,7$ ([4], табл. 7.19).

Условие $s \geq [s]$ выполнено.

Результаты расчета цепной передачи представлены в табл. 7.

Таблица 7

Параметры цепной передачи

Наименование параметра	Значение
Тип цепи	ПР
Шаг цепи t , мм	31,75
Межосевое расстояние a , мм	1296
Число звеньев L_t	128
Число зубьев звездочки:	
z_5	27
z_6	64
Диаметры делительной окружности звездочек, мм:	
– ведущей d_{d5}	273,5
– ведомой d_{d6}	647,1
Диаметр наружной окружности звездочек, мм:	
– ведущей D_{e5}	288,1
– ведомой D_{e6}	664,0
Расчетная нагрузка на вал F_B , Н	3598

5 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ. ВЫБОР МУФТЫ

Предварительный расчет валов ведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр выходного конца вала определяется по формуле ([5], 4.1)

$$d_{\text{в}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_{\text{к}}]}}; \quad (132)$$

где T – крутящий момент на рассчитываемом валу, Н·мм;

$[\tau_{\text{к}}]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа; $[\tau_{\text{к}}] = 10 \dots 30$ МПа.

Диаметр вала в зоне установки уплотнения

$$d_{\text{у}} = d_{\text{в}} + 2 \cdot t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}}). \quad (133)$$

Диаметр вала в зоне установки подшипника $d_{\text{п}} \geq d_{\text{у}}$.

Диаметр вала для упора подшипника и под зубчатое колесо (шестерню)

$$d_{\text{оп}} = d_{\text{к}} = d_{\text{п}} + 3 \cdot r. \quad (134)$$

Диаметр вала для упора зубчатого колеса

$$d_{\text{ок}} = d_{\text{к}} + 2 \cdot f. \quad (135)$$

Значения t , r и f представлены в табл. 4.1.

При ориентировочном расчете валов сначала определяем диаметры выходных концов валов, принимая $[\tau_{\text{к}}] = 20 \dots 25$ МПа. Для промежуточного вала принимаем $[\tau_{\text{к}}] = 10 \dots 20$ МПа.

Ведущий (быстроходный) вал.

Диаметр выходного конца вала

$$d_{\text{в1}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 53480}{3,14 \cdot 25}} = 22,2 \text{ мм.}$$

Для соединения вала электродвигателя с ведущим валом редуктора принимаем упругую втулочно-пальцевую муфту (МУВП). Расчетный момент муфты определяется по формуле ([5], 4.5)

$$T_p = k \cdot T_{эд}, \quad (136)$$

где $T_{эд}$ – крутящий момент на валу электродвигателя, Н·м;

k – коэффициент, учитывающий условия работы привода ([5], табл. П18); принимаем $k=1,2$.

Тогда

$$T_p = 1,2 \cdot 54,564 = 64,5 \text{ Н·м.}$$

Учитывая T_p и $d_{эд} = 38$ мм окончательно принимаем МУВП ([7], табл. К21)

$$250-38-1 \times 32-1-U3 \text{ ГОСТ 21424-93}$$

Принимаем $d_{в1} = 32$ мм.

Диаметр вала под уплотнением (133):

$$d_{y1} = d_{в1} + 2t; \quad d_{y1} = 32 + 2 \cdot 3,5 = 39 \text{ мм; принимаем } d_{y1} = 40 \text{ мм.}$$

Для фиксации подшипников на быстроходном валу от осевого смещения на валу нарезается резьба М45×1,5 мм.

Диаметр вала под подшипниками $d_{п1} = 45$ мм.

Коническую шестерню изготавливаем за одно целое с валом.

Промежуточный вал.

Диаметр вала в месте посадки конического зубчатого колеса и цилиндрической шестерни второй ступени

$$d_{пр2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 166012}{3,14 \cdot 10}} = 43,9 \text{ мм;}$$

принимаем $d_{пр2} = 45$ мм.

Диаметр вала в месте посадки подшипников $d_{п2} = 40$ мм.

Ведомый (тихоходный) вал.

Диаметр выходного конца

$$d_{в3} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 650726}{3,14 \cdot 20}} = 54,9 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{в3} = 55$ мм.

Диаметр вала под уплотнением $d_{у3} = 55 + 2 \cdot 4,4 = 64$ мм. Принимаем $d_{у3} = 65$ мм.

Диаметр вала под подшипниками $d_{п3} = 65$ мм.

Диаметр вала под зубчатым колесом (134)

$$d_{к3} = d_{п3} + 3 \cdot r = 65 + 3 \cdot 3,5 = 75,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{к3} = 78$ мм.

Диаметр упорного буртика для фиксации зубчатого колеса (135)

$$d_{бк3} = d_{к3} + 2 \cdot f = 78 + 2 \cdot 2,5 = 83 \text{ мм; принимаем } d_{бк3} = 85 \text{ мм.}$$

Эскизы ведущего, промежуточного и ведомого валов представлены на рис. 5.1 – 5.3.

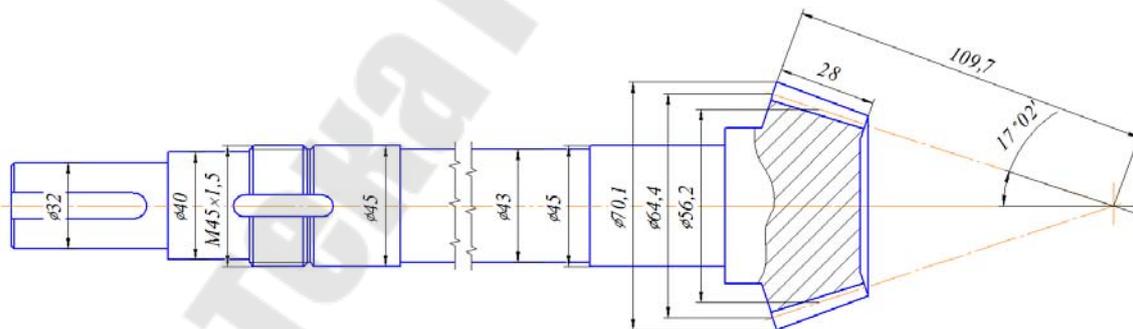


Рис. 5.1. Эскиз ведущего вала

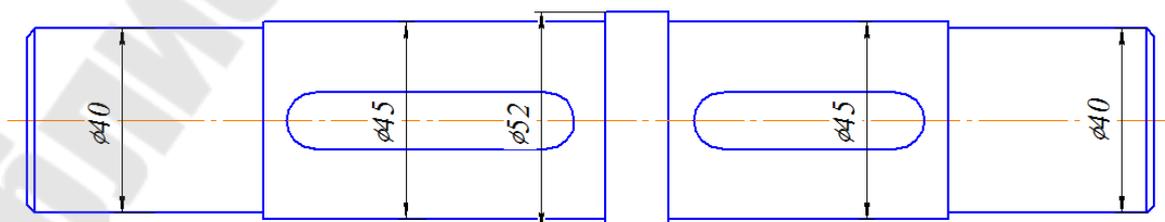


Рис. 5.2. Эскиз промежуточного вала

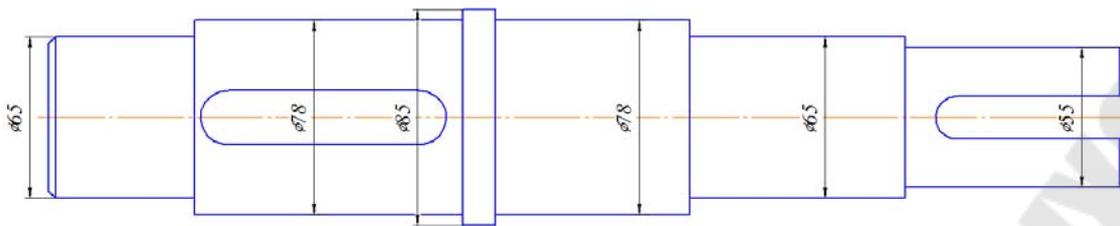


Рис. 5.3. Эскиз ведомого вала

6 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ШЕСТЕРЕН И ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Ведущий (быстроходный) вал.

Шестерня.

Шестерню выполняем за одно целое с валом. Ее размеры определены выше:

$$d_{m1} = 56,2 \text{ мм}; \quad d_{e1} = 64,4 \text{ мм}; \quad d_{ae1} = 70,1 \text{ мм}; \quad b_1 = 28 \text{ мм}.$$

Промежуточный вал.

Шестерня (цилиндрическая):

$$d_3 = 84 \text{ мм}; \quad d_{a3} = 90 \text{ мм}; \quad d_{f3} = 76,5 \text{ мм}; \quad b_3 = 78 \text{ мм}.$$

Коническое зубчатое колесо:

$$d_{m2} = 183,1 \text{ мм}; \quad d_{e2} = 210 \text{ мм}; \quad d_{ae2} = 211,0 \text{ мм}; \quad b_2 = 28 \text{ мм}.$$

Диаметр ступицы определяется по формуле ([5], 5.4):

$$d_{ст} \approx 1,6 \cdot d_k, \quad (137)$$

где d_k – диаметр вала в месте установки зубчатого колеса, мм;
 $d_k = d_{пр2} = 45 \text{ мм};$

$$d_{ст2} = 1,6 \cdot 45 = 72 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{ст2} = 72 \text{ мм}.$

Длина ступицы определяется по формуле ([5], 5.5):

$$l_{\text{ст}} \approx (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{\text{к}}. \quad (138)$$

$$l_{\text{ст}2} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 45 = 54 \dots 67,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{\text{ст}2} = 60 \text{ мм.}$

Ширину S определяем по ([5], 5.2)

$$S = 2,5 \cdot m_{te} + 2; \quad (139)$$

$$S = 2,5 \cdot 2,8 + 2 = 9 \text{ мм; принимаем } S = 9 \text{ мм.}$$

$$S_0 = 1,2 \cdot m_{te}; \quad (140)$$

$$S_0 = 1,2 \cdot 2,8 = 3,4 \text{ мм; принимаем } S_0 = 4 \text{ мм.}$$

Толщина диска ([4], табл. 10.1)

$$c = (0,1 \dots 0,17) \cdot R_e; \quad (141)$$

$$c = (0,1 \dots 0,17) \cdot 109,7 = 10,9 \dots 18,6 \text{ мм; принимаем } c = 16 \text{ мм.}$$

Эскиз зубчатого конического колеса быстроходной ступени редуктора представлен на рис. 6.1.

Эскиз шестерни тихоходной ступени редуктора представлен на рис. 6.2.

Ведомый (тихоходный) вал.

Зубчатое колесо:

$$d_4 = 342 \text{ мм; } d_{a4} = 348 \text{ мм; } d_{f4} = 334,5 \text{ мм; } b_4 = 73 \text{ мм.}$$

Диаметр ступицы (137)

$$d_{\text{ст}4} = 1,6 \cdot 78 = 124,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\text{ст}4} = 125 \text{ мм.}$

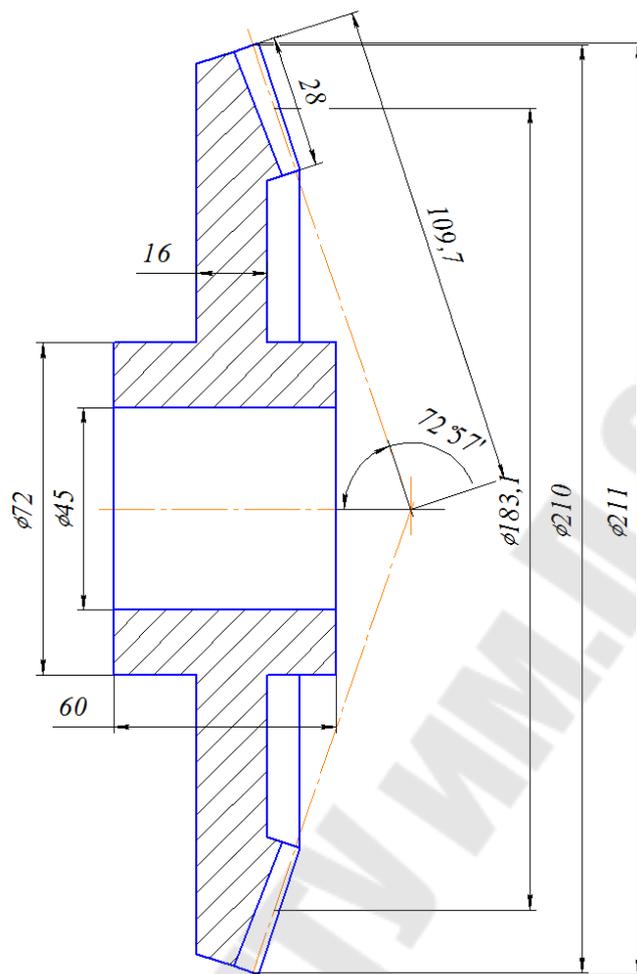


Рис. 6.1. Эскиз зубчатого конического колеса быстроходной ступени редуктора

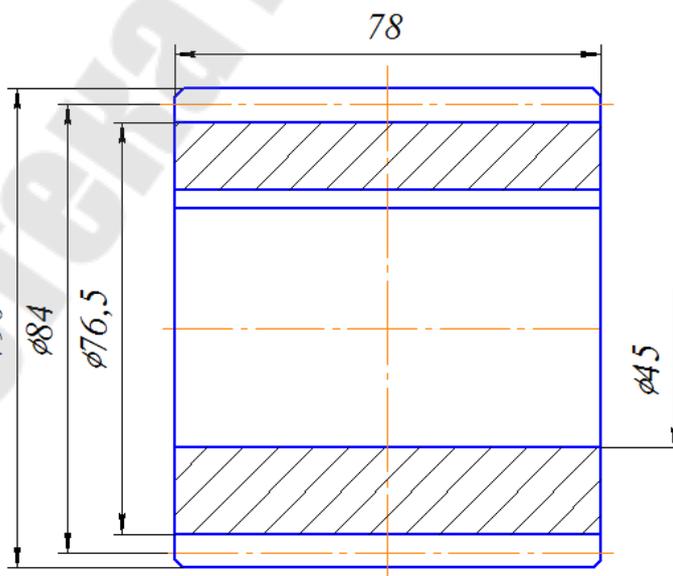


Рис. 6.2. Эскиз шестерни тихоходной ступени редуктора

Длина ступицы (138)

$$l_{\text{ст4}} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 78 = 93,6 \dots 117 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{\text{ст4}} = 110$ мм.

Толщина обода ([5], 5.6):

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4,0) \cdot m_n. \quad (142)$$

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4) \cdot 3 = 7,5 \dots 12 \text{ мм; принимаем } \delta_0 = 12 \text{ мм.}$$

Толщина диска ([5], 5.7)

$$C = 0,3 \cdot b, \quad (143)$$

где b – ширина зубчатого венца колеса, мм; $b = b_4 = 73$ мм;

$$C = 0,3 \cdot 73 = 21,5 \text{ мм; принимаем } C = 22 \text{ мм.}$$

Диаметр центральной окружности ([5], 5.8):

$$D_{\text{отв}} = 0,5 \cdot (D_0 + d_{\text{ст}}), \quad (144)$$

где D_0 – внутренний диаметр обода, мм; $D_0 = d_f - 2 \cdot \delta_0$.

$$D_0 = 334,5 - 2 \cdot 12 = 310,5 \text{ мм;}$$

$$D_{\text{отв}} = 0,5 \cdot (310,5 + 125) \approx 218 \text{ мм.}$$

Диаметр отверстий ([5], 5.9)

$$d_{\text{отв}} \approx 0,25 \cdot (D_0 - d_{\text{ст}}), \quad (145)$$

$$d_0 = \frac{310,5 - 125}{4} \approx 46 \text{ мм.}$$

Эскиз зубчатого колеса тихоходной ступени редуктора представлен на рис. 6.3

7 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА

Конструктивные размеры определяем в соответствии с данными ([5], табл. 6.1).

Толщина стенки корпуса и крышки редуктора

$$\delta = 0,025 \cdot 213 + 3 = 8,3 \text{ мм};$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot 213 + 3 = 7,3 \text{ мм};$$

принимаем $\delta = 9 \text{ мм}$; $\delta_1 = 8 \text{ мм}$.

Толщина фланцев корпуса и крышки:

– верхнего пояса корпуса и пояса крышки

$$b = 1,5 \cdot \delta; \quad b = 1,5 \cdot 9 = 13,5 \text{ мм}; \text{ принимаем } b = 14 \text{ мм};$$

$$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1; \quad b_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

– нижнего пояса корпуса

$$p = 2,35 \cdot \delta; \quad p = 2,35 \cdot 9 = 21,2 \text{ мм}.$$

Принимаем $p = 22 \text{ мм}$.

Диаметры болтов:

– фундаментных

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_T + 12;$$

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot 213 + 12 = 18,4 \dots 19,7 \text{ мм};$$

принимаем болты с резьбой М20;

– крепящих крышку к корпусу у подшипников

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1;$$

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot 20 = 14 \dots 15 \text{ мм};$$

- принимаем болты М16;
– соединяющих крышку с корпусом

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1;$$

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot 20 = 10 \dots 12 \text{ мм};$$

принимаем болты М12.

8 ПЕРВЫЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

Компоновочный чертеж выполняем в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора; масштаб 1:1.

Рассматривается вариант редуктора, в котором шестерня быстроходной конической ступени расположена консольно и выполнена в виде вала-шестерни, а коническое колесо съемное и расположено на валу между опорами. Межосевой угол $\Sigma = 90^\circ$.

Тихоходная зубчатая пара – цилиндрическая.

Внутренняя полость редуктора выполнена несимметричной относительно продольной оси редуктора. Выходной конец тихоходного вала направлен в сторону конического колеса быстроходной ступени.

Исходными данными для разработки эскизной компоновки редуктора являются:

- а) кинематическая схема привода;
- б) геометрические параметры зубчатых передач, полученные расчетом:

- 1) для конической (быстроходной) ступени – внешнее конусное расстояние R_e ; углы делительных конусов δ_1 и δ_2 ; ширина конусного венца b_w ; внешний окружной модуль m_e ; внешние делительные диаметры d_{e1} и d_{e2} ; внешние диаметры вершин зубьев d_{ae1} и d_{ae2} ; внешние высоты головки зуба шестерни h_{ae1} и колеса h_{ae2} ; внешние высоты ножки зуба шестерни h_{fe1} и колеса h_{fe2} ;

- 2) для цилиндрической (тихоходной) ступени – межосевое расстояние $a_{вт}$; диаметры d_{w3} , d_{w4} , d_{a3} , d_{a4} , d_{f3} , d_{f4} ; ширины зубчатых венцов b_{w3} и b_{w4} ; модуль передачи m .

При принятых значениях линейных и диаметральных размеров в выбранном масштабе строим схему расположения комплекта зубчатых колес коническо-цилиндрического редуктора (см. рис. П1).

Намечаем контуры внутренней стенки корпуса редуктора. Расстояние от внутренней стенки корпуса редуктора до торца вращающейся детали $A_1 = 1,2 \cdot \delta = 1,2 \cdot 9 = 10,8$ мм; принимаем $A_1 = 11$ мм. Расстояние от торца подшипника качения тихоходной ступени до внутренней стенки корпуса редуктора принимаем равным $A = 10$ мм.

Зазор между внутренней стенкой редуктора и зубчатым колесом $A = 9$ мм.

Расстояние между вращающимися колесами смежных зубчатых передач принимаем конструктивно.

Определяем положение подшипников быстроходного вала, предварительно определившись со схемой установки – подшипники установлены «в распор». Подшипники располагаем в стакане, что позволяет регулировать положение конической шестерни относительно конического колеса для обеспечения совпадения делительных конусов при сборке редуктора.

От торца ступицы до внутренней стенки откладываем расстояние $A = \delta$. Конструктивно принимаем размер y_1 в пределах 10 ... 15 мм и размещаем первый подшипник.

При установке радиально-упорных подшипников необходимо учитывать, что радиальные реакции считают приложенными к валу в точках пересечения нормалей, проведенных к серединам контактных площадок. Для однорядных конических роликовых подшипников расстояние a определяется по формуле ([5], 7.1)

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D) \cdot e}{6}, \quad (146)$$

где T, d, D, e – параметры принятого подшипника (см. табл. 8).

$$a_1 = \frac{21}{2} + \frac{(45 + 85) \cdot 0,4}{6} = 19,2 \text{ мм};$$
$$a_1 = \frac{20}{2} + \frac{(40 + 80) \cdot 0,37}{6} = 17,4 \text{ мм}$$

Замеряем расстояние l_3 от среднего диаметра шестерни до реакции первого подшипника. Определяем размер l_2 между реакциями подшипников ведущего вала ([5], 7.2):

$$l_2 \approx (1,4...2,3) \cdot l_3. \quad (147)$$

$$l_2 \approx (1,4...2,3) \cdot 64,5 = 90,3...148,4 \text{ мм}; \text{ принимаем } l_2 = 120 \text{ мм}.$$

Размещаем второй подшипник на расстоянии l_2 .

Далее конструктивно оформляем выходной конец быстроходного вала. Взаимное расположение подшипников фиксируем распорной втулкой и установочной гайкой с предохранительной шайбой. Толщину стенки втулки назначаем равной $(0,1...0,15) \cdot d_{\text{пл}} = (0,1...0,15) \cdot 45 = 4,5...6,75$ мм; принимаем толщину стенки втулки 4, 5 мм. Толщину стенки стакана принимаем равной $\delta_{\text{ст}} = (0,08...0,12) \cdot D = (0,08...0,12) \cdot 85 = 6,8...10,2$ мм; принимаем $\delta_{\text{ст}} = 10$ мм.

Для облегчения посадки на вал подшипника, прилегающего к конической шестерни, диаметр вала уменьшаем на 1 мм.

Предварительно намечаем для быстроходного и промежуточного валов предварительно конические роликовые однорядные подшипники легкой серии, для тихоходного вала – радиальные шарикоподшипники средней серии.

Характеристика подшипников ([3], табл. 24.10, 24.16) представлена в табл. 8.

Таблица 8

Характеристика подшипников

Условное обозначение подшипника	d	D	T	B/c	C	C_0	e
	мм				кН		
7209А	45	85	21	19/16	62,7	50,0	0,40
7208А	40	80	20	18/16	58,3	40,0	0,37
313	65	140	—	33/—	92,3	56,0	—

Для смазки подшипников принимаем пластичный смазочный материал. Для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного смазочного материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазеудерживающие кольца.

Измерением устанавливаем расстояние $l_1 = 107,5$ мм, определяющее положение полумуфты относительно ближайшей опоры ведущего вала, а также расстояние $l_2 = 106,5$ мм, определяющее положение ведущей звездочки цепной передачи относительно ближайшей опоры ведомого вала.

Компоновочная схема двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора представлена на рис. П1.

9 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Схема нагружения валов коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора представлена на рис. 9.1.

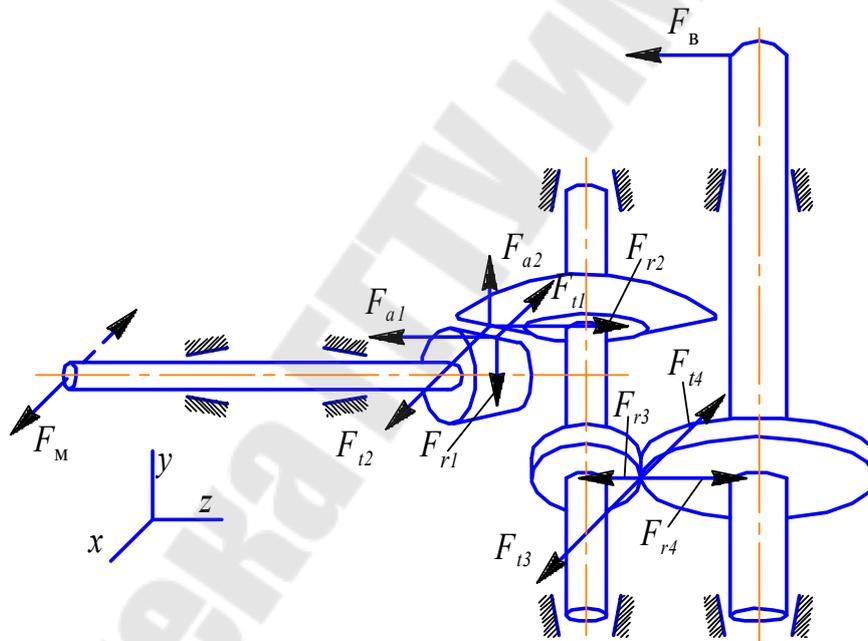


Рис. 9.1. Схема нагружения валов двухступенчатого цилиндрического редуктора

9.1 Определение сил, действующих в зубчатом зацеплении и на валы

На шестерне 1 и колесе 2 конической передачи с круговым зубом действуют:

– окружная сила $F_{t1} = F_{t2}$ ([5], 8.1)

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}, \quad (148)$$

где T_1 – крутящий момент на шестерне, Н·мм;

d_{m1} – средний делительный диаметр шестерни, мм;

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 53480}{56,2} = 1903 \text{ Н};$$

– радиальная сила на шестерне F_{r1} и осевая на колесе F_{a2} равны, но направлены в противоположные стороны; аналогично осевая сила на шестерне F_{a1} равна радиальной силе на колесе F_{r2} ([5], 8.4, 8.5):

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_n} (u \cdot \operatorname{tg} \alpha \mp \sin \beta_n); \quad (149)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_n} (\operatorname{tg} \alpha \pm \sin \beta_n). \quad (150)$$

$$F_{r1} = F_{a2} = 1903 \cdot \frac{\sin 17^\circ 02' 54''}{\cos 35^\circ} (3,261 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ - \sin 35^\circ) = 418 \text{ Н};$$

$$F_{a1} = F_{r2} = 1903 \cdot \frac{\sin 17^\circ 02' 54''}{\cos 35^\circ} (\operatorname{tg} 20^\circ + \sin 35^\circ) = 639 \text{ Н}.$$

На шестерне 3 и колесе 4 прямозубой передачи действуют: окружная сила $F_{t3} = F_{t4}$ и радиальная сила $F_{r3} = F_{r4}$, определяемые по (8.6, 8.7)

$$F_{t3} = \frac{2T_2}{d_{w3}}; \quad (151)$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (152)$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot 166012}{84} = 3953 \text{ Н};$$

$$F_{r3} = 3953 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1439 \text{ Н};$$

$$F_{t4} = 3953 \text{ Н}; \quad F_{r4} = 1439 \text{ Н}.$$

Нагрузка, действующая на ведущий вал от муфты определяется по формулам ([5], 8.10, 8.11)

$$F_M = (0,2 \dots 0,5) \cdot F_{tM}, \quad (153)$$

где F_{tM} – окружное усилие в муфте, Н;

$$F_{tM} = \frac{2 \cdot T_p}{D_0}, \quad (154)$$

D_0 – диаметр установки пальцев (МУВП), мм; $D_0 = 98$ мм;

$$F_{tM} = \frac{2 \cdot 64,5 \cdot 10^3}{98} = 1314 \text{ Н}.$$

$$F_M = (0,2 \dots 0,5) \cdot 1314 = 263 \dots 657 \text{ Н}.$$

Принимаем $F_M = 460$ Н.

На ведомый вал от цепной передачи действует усилие

$$F_B = 3598 \text{ Н}.$$

9.2 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведущего вала и проверка долговечности подшипников

Схема нагружения ведущего вала представлена на рис. 9.2.

Определяем опорные реакции.

Случай 1 – усилие F_M направлено в сторону F_{t1} – для подбора подшипников.

Случай 2 – усилие F_M направлено противоположно F_{t1} – для расчета вала на прочность.

Случай 1. Плоскость YOZ

$$\sum M_A = 0; \quad F_{r1} \cdot (b + c) - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} - R_{yB} \cdot b = 0;$$

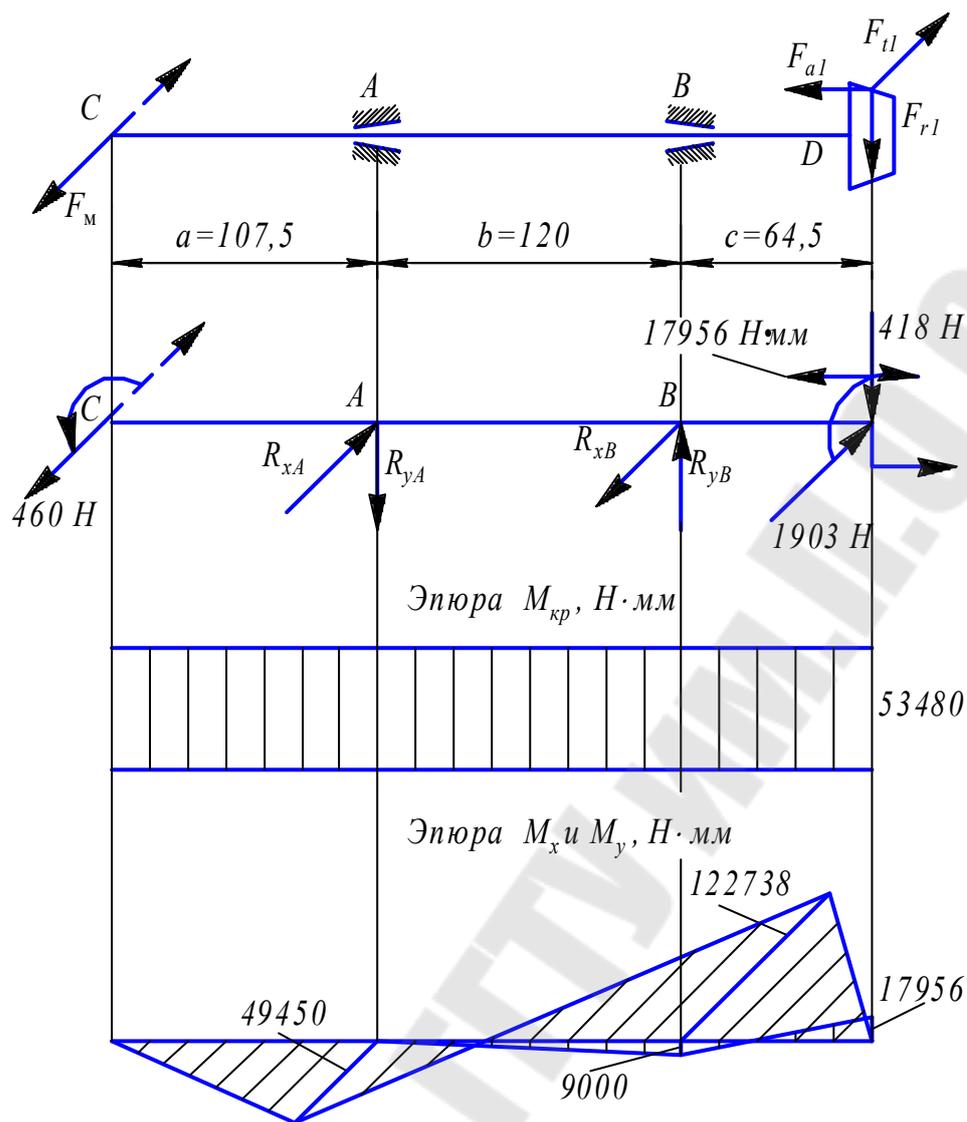


Рис. 9.2. Схема нагружения ведущего вала

$$R_{yB} = \frac{F_{r1} \cdot (b+c) - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2}}{b};$$

$$R_{yB} = \frac{418 \cdot (120 + 64,5) - 17956}{120} = 493,0 \text{ H};$$

$$\sum M_B = 0; F_{r1} \cdot c - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} - R_{yA} \cdot b = 0;$$

$$R_{yA} = \frac{F_{r1} \cdot c - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2}}{b}; R_{yA} = \frac{418 \cdot 64,5 - 17956}{120} = 75,0 \text{ H}.$$

Проверка: $\sum Y = 0$; $-R_{yA} + R_{yB} - F_{r1} = 0$;
 $-75,0 + 493,0 - 418 = 0$;
 $0 = 0$.

Плоскость XOZ: $\sum M_A = 0$; $F_M \cdot a - F_{t1} \cdot (b + c) + R_{xB} \cdot b = 0$;

$$R_{xB} = \frac{F_{t1} \cdot (b + c) - F_M \cdot a}{b};$$

$$R_{xB} = \frac{1903 \cdot (120 + 64,5) - 460 \cdot 107,5}{120} = 2513,8 \text{ Н};$$

$\sum M_B = 0$; $F_M \cdot (a + b) - F_{t1} \cdot c + R_{xA} \cdot b = 0$;

$$R_{xA} = \frac{-F_M \cdot (a + b) + F_{t1} \cdot c}{b};$$

$$R_{xA} = \frac{-460 \cdot (107,5 + 120) + 1903 \cdot 64,5}{120} = 150,8 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum X = 0$; $-F_M - R_{xA} + R_{xB} - F_{t1} = 0$;
 $-460 + 150,8 + 2513,8 - 1903 = 0$;
 $0 = 0$.

Случай 2.

Плоскость YOZ:

$$R_{yB} = 493,0 \text{ Н}; \quad R_{yA} = 75,0 \text{ Н}.$$

Плоскость XOZ: $\sum M_A = 0$; $-F_M \cdot a - F_{t1} \cdot (b + c) + R_{xB} \cdot b = 0$;

$$R_{xB} = \frac{F_M \cdot a + F_{t1} \cdot (b + c)}{b};$$

$$R_{xB} = \frac{460 \cdot 107,5 + 1903 \cdot (120 + 64,5)}{120} = 3337,9 \text{ Н};$$

$\sum M_B = 0$; $-F_M \cdot (a + b) - F_{t1} \cdot c + R_{xA} \cdot b = 0$;

$$R_{xA} = \frac{F_M \cdot (a+b) + F_{t1} \cdot c}{b};$$

$$R_{xA} = \frac{460 \cdot (107,5 + 120) + 1903 \cdot 64,5}{120} = 1894,9 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum X = 0; F_M - R_{xA} + R_{xB} - F_{t1} = 0;$
 $460 - 1894,9 + 3337,9 - 1903 = 0;$
 $0 = 0.$

Опорные реакции определены верно.
 Суммарные реакции (случай 1):

$$R_A = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2} = \sqrt{150,8^2 + 75,0^2} = 168 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{R_{xB}^2 + R_{yB}^2} = \sqrt{2513,8^2 + 493,0^2} = 2562 \text{ Н.}$$

Осевые составляющие, действующие на подшипники ([5], 8.16

$$S = 0,83 \cdot e \cdot R; \quad (155)$$

$$S_A = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 168 = 56 \text{ Н;}$$

$$S_B = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 2562 = 851 \text{ Н.}$$

Так как $S_B > S_A$, $F_a > 0$, то ([5], табл. П24) $P_{aB} = S_B = 851 \text{ Н;}$

$$P_{aA} = S_B + F_{a1} = 851 + 639 = 1490 \text{ Н.}$$

Подбор подшипников осуществляем по наиболее нагруженной опоре.

Номинальная долговечность подшипника, млн. об., определяется по формуле ([5], 8.12)

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^p, \quad (156)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, кН;

$P_э$ – эквивалентная нагрузка, кН;

p – показатель степени, для роликовых подшипников $p=10/3$.

Рассмотрим правый подшипник.

$$\text{Отношение } \frac{P_{aB}}{R_B} = \frac{851}{2562} = 0,33 < e = 0,4.$$

Осевые силы при определении эквивалентной нагрузки не учитываем.

Эквивалентная нагрузка определяется по формуле ([5], 8.14)

$$P_{эB} = V \cdot R_B \cdot K_\sigma \cdot K_T, \quad (157)$$

где V – коэффициент вращения; $V = 1$;

K_σ – коэффициент безопасности; $K_\sigma = 1,3$ ([5], табл. П22);

K_T – температурный коэффициент; $K_T = 1$ ([5], табл. П23);

$$P_{эB} = 1 \cdot 2562 \cdot 1,3 \cdot 1 = 3331 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{62,7}{3,331} \right)^{10/3} = 17741 \text{ млн.об.}$$

Номинальная долговечность подшипника L_h , в часах, определяется по формуле ([5], 8.13)

$$L_h = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \quad (158)$$

где a_1 – коэффициент надежности; при безотказной работе подшипников $a_1 = 1$;

a_{23} – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и качества его эксплуатации; при обычных условиях работы подшипника $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$ – для шариковых подшипников; $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$ – для роликовых конических подшипников; $a_{23} = 0,5 \dots 0,6$ – для роликовых цилиндрических и шариковых сферических двухрядных подшипников.

$$L_h = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6 \cdot 17741}{60 \cdot 960} = 215602 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников ведущего вала обеспечена.

Схема расчетных осевых нагрузок ведущего вала представлена на рис. 9.3.

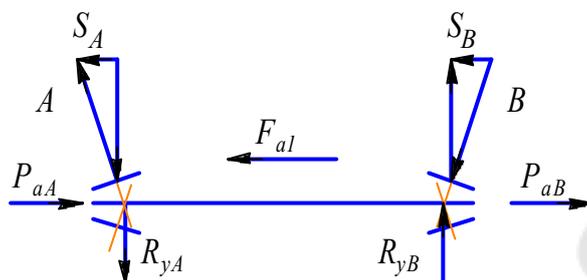


Рис. 9.3. Схема расчетных осевых нагрузок ведущего вала

Построение эпюр изгибающих моментов (см. рисунок 8).

Вертикальная плоскость:

$$M_C^B = M_A^B = 0;$$

$$M_B^B = -R_{yA} \cdot b = -75,0 \cdot 120 = -9000 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_D^B = F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 639 \cdot \frac{56,2}{2} = 17956 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Горизонтальная плоскость

$$M_C^r = M_D^r = 0;$$

$$M_A^r = -F_M \cdot a = -460 \cdot 107,5 = -49450 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_B^r = -F_M \cdot (a + b) + R_{xA} \cdot b = -460 \cdot (107,5 + 120) + 1894,9 \cdot 120 = 122738 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

9.3 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах промежуточного вала и проверка долговечности подшипников

Схема нагружения промежуточного вала представлена на рис. 9.4.

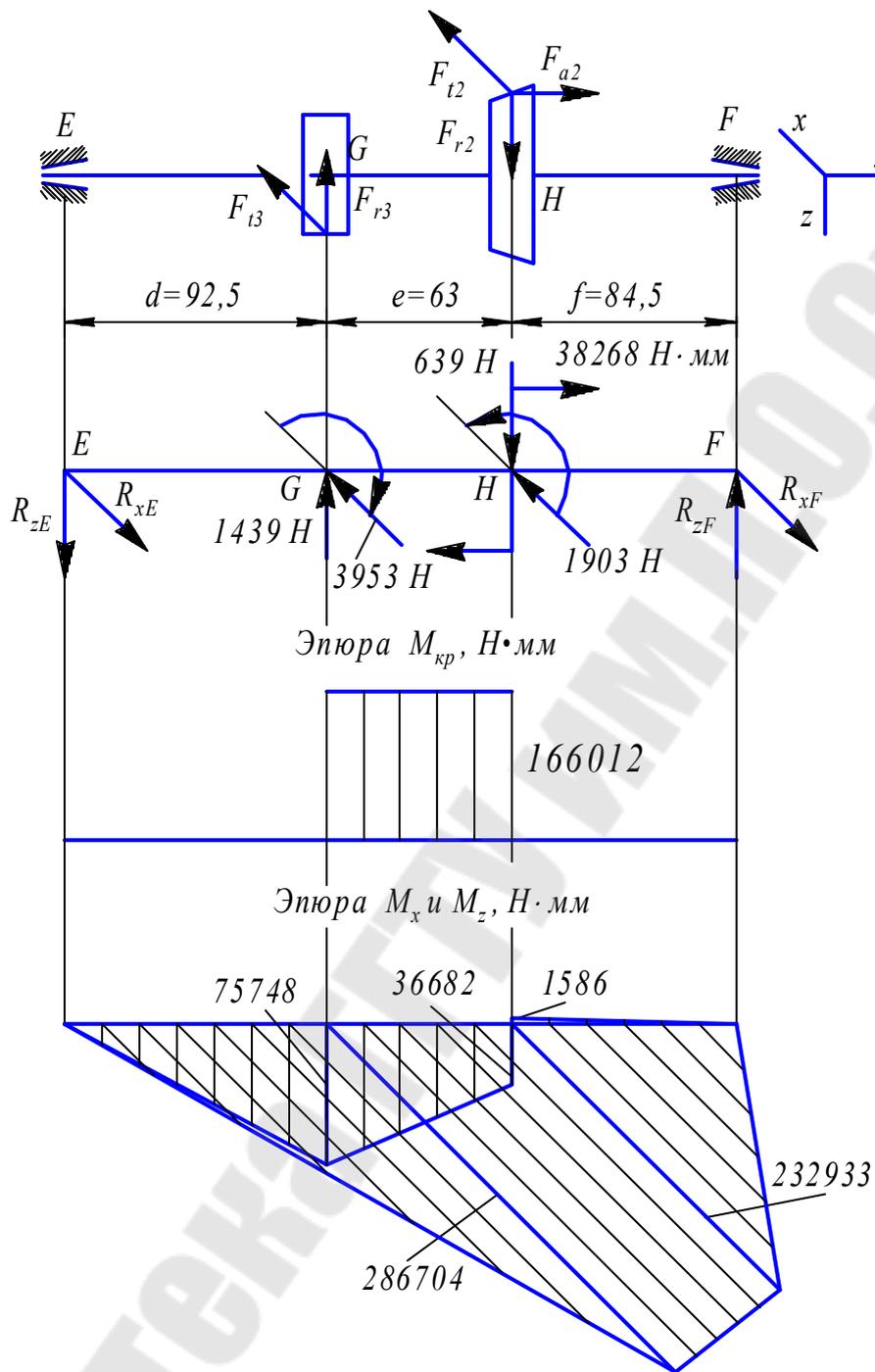


Рис. 9.4. Схема нагружения промежуточного вала

Плоскость ZOY:

Определяем опорные реакции.

$$\sum M_E = 0; \quad -F_{r3} \cdot d + F_{r2} \cdot (d + e) + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - R_{zF} \cdot (d + e + f) = 0;$$

$$R_{zF} = \frac{-F_{r3} \cdot d + F_{r2} \cdot (d + e) + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2}}{d + e + f};$$

$$R_{zF} = \frac{-1439 \cdot 92,5 + 639 \cdot (92,5 + 63) + 38268}{92,5 + 63 + 84,5} = 18,9 \text{ Н};$$

$$\sum M_F = 0; \quad F_{r3} \cdot (e + f) - F_{r2} \cdot f + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - R_{zE} \cdot (d + e + f) = 0;$$

$$R_{zE} = \frac{F_{r3} \cdot (e + f) + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2} \cdot f}{d + e + f};$$

$$R_{zE} = \frac{1439 \cdot (63 + 84,5) + 38268 - 639 \cdot 84,5}{92,5 + 63 + 84,5} = 818,9 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum Z = 0; \quad R_{zE} - F_{r3} + F_{r2} - R_{zF} = 0;$
 $818,9 - 1439 + 639 - 18,9 = 0;$
 $0 = 0.$

Плоскость XOY:

$$\sum M_E = 0; \quad -F_{t3} \cdot d - F_{t2} \cdot (d + e) + R_{xF} \cdot (d + e + f) = 0;$$

$$R_{xF} = \frac{F_{t3} \cdot d + F_{t2} \cdot (d + e)}{d + e + f};$$

$$R_{xF} = \frac{3953 \cdot 92,5 + 1903 \cdot (92,5 + 63)}{92,5 + 63 + 84,5} = 2756,5 \text{ Н};$$

$$\sum M_F = 0; \quad F_{t3} \cdot (e + f) + F_{t2} \cdot f - R_{xE} \cdot (d + e + f) = 0;$$

$$R_{xE} = \frac{F_{t3} \cdot (e + f) + F_{t2} \cdot f}{d + e + f};$$

$$R_{xE} = \frac{3953 \cdot (63 + 84,5) + 1903 \cdot 84,5}{92,5 + 63 + 84,5} = 3099,5 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum X = 0$; $-R_{xE} + F_{t3} + F_{t2} - R_{xF} = 0$;
 $-3099,5 + 3953 + 1903 - 2756,5 = 0$;
 $0=0$.

Суммарные реакции

$$R_E = \sqrt{R_{xE}^2 + R_{zE}^2} = \sqrt{3099,5^2 + 818,9^2} = 3206 \text{ Н};$$

$$R_F = \sqrt{R_{xF}^2 + R_{zF}^2} = \sqrt{2756,5^2 + 18,9^2} = 2757 \text{ Н}.$$

$$S_E = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 3206 = 985 \text{ Н};$$

$$S_F = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2757 = 847 \text{ Н}.$$

Так как $S_E > S_F$, $F_a > 0$, то ([5], табл. П24) $P_{aE} = S_E = 985 \text{ Н}$;

$$P_{aF} = S_E + F_{a2} = 985 + 418 = 1403 \text{ Н}.$$

Долговечность определим для более нагруженной опоры.

Отношение $\frac{P_{aE}}{R_E} = \frac{985}{3206} = 0,31 < e = 0,37$

Осевые силы не учитываем.

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\Sigma E} = 1 \cdot 3206 \cdot 1,3 \cdot 1 = 4168 \text{ Н}.$$

$$L = \left(\frac{58,3}{4,168} \right)^{10/3} = 6594 \text{ млн.об.}$$

Номинальная долговечность в часах

$$L_h = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6 \cdot 6594}{60 \cdot 293,9} = 261756 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч}.$$

Долговечность подшипников промежуточного вала обеспечена.

Схема расчетных осевых нагрузок промежуточного вала представлена на рис. 9.5.

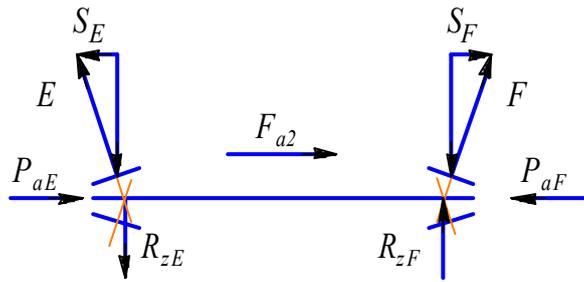


Рис. 9.5. Схема расчетных осевых нагрузок промежуточного вала

Построение эпюр изгибающих моментов (см. рис. 9.4).

Вертикальная плоскость:

$$M_E^B = M_F^B = 0;$$

$$M_G^B = -R_{zE} \cdot d = -818,9 \cdot 92,5 = -75748 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$\begin{aligned} M_H^{B(\text{лев})} &= -R_{zE} \cdot (d + e) + F_{r3} \cdot e = -818,9 \cdot (92,5 + 63) + 1439 \cdot 63 = \\ &= -36682 \text{ Н}\cdot\text{мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_H^{B(\text{прав})} &= -R_{zE} \cdot (d + e) + F_{r3} \cdot e + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} = -818,9 \cdot (92,5 + 63) + \\ &+ 1439 \cdot 63 + 38268 = 1586 \text{ Н}\cdot\text{мм}. \end{aligned}$$

Горизонтальная плоскость

$$M_E^r = M_F^r = 0;$$

$$M_G^r = -R_{xE} \cdot d = -3099,5 \cdot 92,5 = -286704 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$\begin{aligned} M_H^r &= -R_{xE} \cdot (d + e) + F_{t3} \cdot e = -3099,5 \cdot (92,5 + 63) + 3953 \cdot 63 = \\ &= -232933 \text{ Н}\cdot\text{мм}. \end{aligned}$$

9.4 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведомого вала и проверка долговечности подшипников

Расчетная схема нагружения ведомого вала представлена на рис. 9.6.

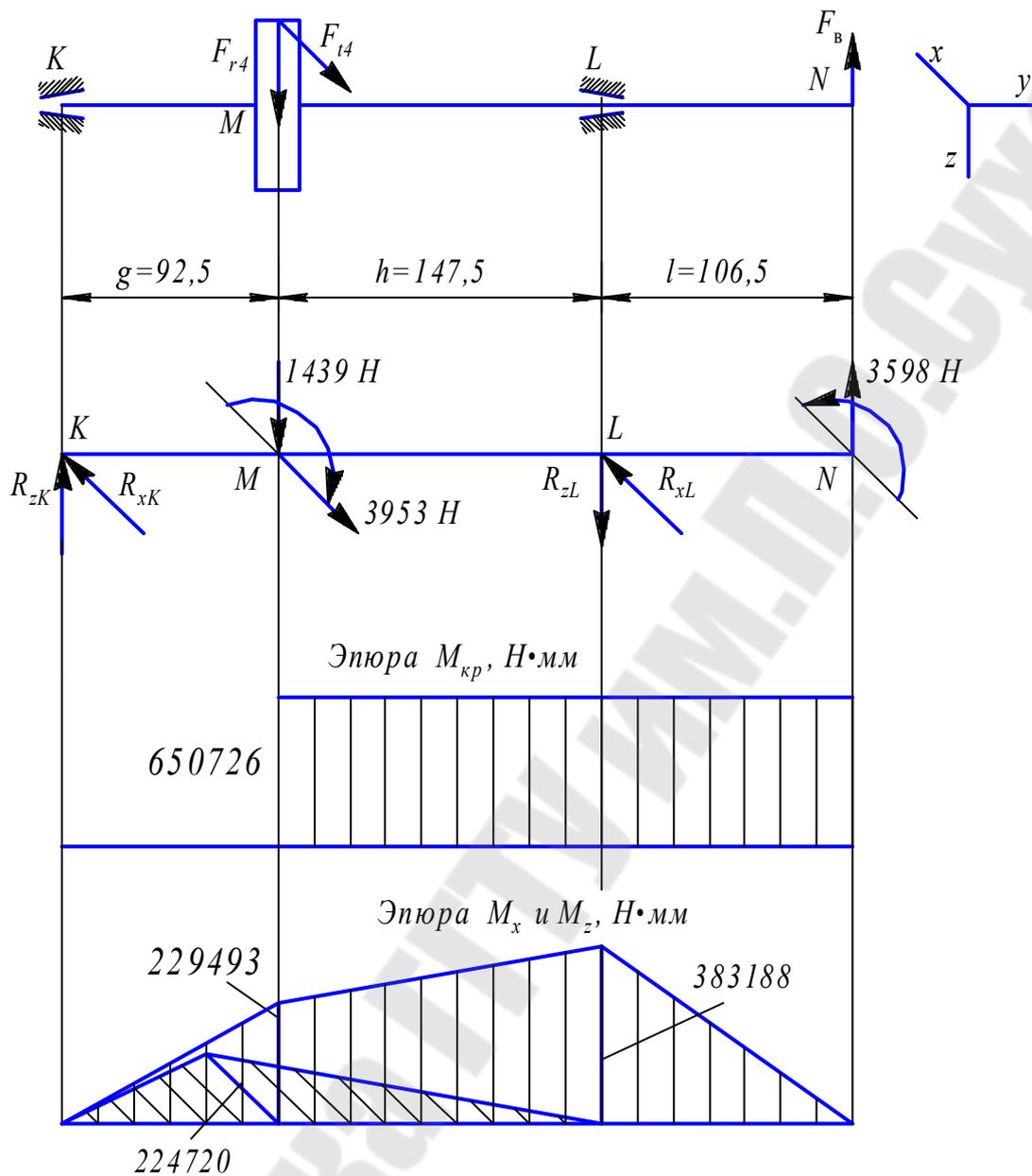


Рис. 9.6. Схема нагружения ведомого вала

Определим опорные реакции.

Плоскость ZOY:

$$\sum M_K = 0; \quad F_{r4} \cdot g - F_B \cdot (g + h + l) + R_{zL} \cdot (g + h) = 0;$$

$$R_{zL} = \frac{-F_{r4} \cdot g + F_B \cdot (g + h + l)}{g + h};$$

$$R_{zL} = \frac{-1439 \cdot 92,5 + 3598 \cdot (92,5 + 147,5 + 106,5)}{92,5 + 147,5} = 4640,0 \text{ Н};$$

$$\sum M_L = 0; \quad -F_{r4} \cdot h - F_B \cdot l + R_{zK} \cdot (g + h) = 0;$$

$$R_{zK} = \frac{F_B \cdot l + F_{r4} \cdot h}{g + h};$$

$$R_{zK} = \frac{3598 \cdot 106,5 + 1439 \cdot 147,5}{92,5 + 147,5} = 2481,0 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum Y = 0; \quad -R_{zK} + F_{r4} + R_{yL} - F_B = 0;$
 $-2481,0 + 1439 + 4640,0 - 3598 = 0;$
 $0 = 0.$

Плоскость XOY: $\sum M_K = 0; \quad F_{t4} \cdot g - R_{xL} \cdot (g + h) = 0;$

$$R_{xL} = \frac{F_{t4} \cdot g}{g + h};$$

$$R_{xL} = \frac{3953 \cdot 92,5}{92,5 + 147,5} = 1523,6 \text{ Н.}$$

$$\sum M_L = 0; \quad -F_{t4} \cdot h + R_{xK} \cdot (g + h) = 0;$$

$$R_{xK} = \frac{F_{t4} \cdot h}{g + h}; \quad R_{xK} = \frac{3953 \cdot 147,5}{92,5 + 147,5} = 2429,4 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum X = 0; \quad R_{xK} - F_{t4} + R_{xL} = 0;$
 $2429,4 - 3953 + 1523,6 = 0;$
 $0 = 0.$

Суммарные реакции

$$R_K = \sqrt{R_{xK}^2 + R_{zK}^2} = \sqrt{2429,4^2 + 2481,0^2} = 3472 \text{ Н.}$$

$$R_L = \sqrt{R_{xL}^2 + R_{zL}^2} = \sqrt{1523,6^2 + 4640,0^2} = 4884 \text{ Н.}$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_3 = 1 \cdot 1 \cdot 4884 \cdot 1,3 \cdot 1 = 6349 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{92,3}{6,349} \right)^3 = 3072 \text{ млн.об.}$$

$$L_h = 1,0 \cdot 0,8 \cdot \frac{10^6 \cdot 3072}{60 \cdot 72} = 568889 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников ведомого вала обеспечена.

10 ВТОРОЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых деталей.

Длина присоединительного конца вала $\varnothing 32$ мм определяется длиной полумуфты.

Аналогично конструируем узел ведомого вала. Для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматриваем утолщение вала с одной стороны и установку мазеудерживающего кольца с другой. Место перехода от $\varnothing 65$ мм к $\varnothing 78$ мм смещаем внутрь ступицы зубчатого колеса, чтобы гарантировать прижатие мазеудерживающего кольца.

Зазор между зубчатыми колесами на промежуточных валах принимаем конструктивно.

11 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для изготовления шпонок принимаем сталь 45 нормализованную. Напряжения смятия и условие прочности проверяется по формуле ([5], 10.1)

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (159)$$

где T – вращающий момент, на рассматриваемом валу, Н·мм;
 d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;
 l_p – рабочая длина шпонки, мм; $l_p = l - b$ или $l_p = l - b/2$;
 h – высота шпонки, мм;
 t_1 – глубина паза в валу, мм;
 $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, МПа; $[\sigma_{см}] = 150$ МПа.

Ведущий вал.

В месте установки полумуфты:

$$d = 32 \text{ мм}; \quad b \times h = 10 \times 8 \text{ мм}; \quad l = 50 \text{ мм}; \quad t_1 = 5 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 53480}{32 \cdot (50 - 10/2) \cdot (8 - 5)} = 24,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Условие прочности (159) выполняется.

Промежуточный вал.

В месте установки конического зубчатого колеса:

$$d = 45 \text{ мм}; \quad b \times h = 14 \times 9 \text{ мм}; \quad l = 50 \text{ мм}; \quad t_1 = 5,5 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 166012}{45 \cdot (50 - 14) \cdot (9 - 5,5)} = 58,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Условие прочности (159) выполняется.

В месте установки цилиндрической шестерни:

$$d = 45 \text{ мм}; \quad b \times h = 14 \times 9 \text{ мм}; \quad l = 70 \text{ мм}; \quad t_1 = 5,5 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 166012}{45 \cdot (70 - 14) \cdot (9 - 5,5)} = 37,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Условие прочности (159) выполняется.

Ведомый вал.

В месте установки зубчатого колеса:

$$d = 78 \text{ мм}; \quad b \times h = 22 \times 14 \text{ мм}; \quad l = 100 \text{ мм}; \quad t_1 = 9 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 650726}{78 \cdot (100 - 22) \cdot (14 - 9)} = 42,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Условие прочности (159) выполняется.

В месте установки ведущей звездочки цепной передачи:

$$d = 55 \text{ мм}; \quad b \times h = 16 \times 10 \text{ мм}; \quad l = 70 \text{ мм}; \quad t_1 = 6,0 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 650726}{55 \cdot (70 - 16/2) \cdot (10 - 6)} = 95,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Условие прочности (159) выполняется.

12 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА

Прочность вала считается обеспеченной при условии ([5], 11.1)

$$s \geq [s], \quad (160)$$

где $[s]$ – допускаемая величина коэффициента запаса прочности; $[s] = 1,5 \dots 2,5$.

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле ([5], 11.2)

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}, \quad (161)$$

где s_σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \cdot \sigma_v + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (162)$$

σ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба, МПа;

$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B$ – для углеродистых сталей;

$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_B + (70 \dots 120)$ МПа – для углеродистых сталей;

k_σ – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений ([5], табл. П26);

ε_σ – масштабный фактор для нормальных напряжений ([5], табл. П28);

β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

σ_v – амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба $\sigma_{\text{и}}$ в рассматриваемом сечении;

σ_m – среднее напряжение цикла нормальных напряжений; если осевая нагрузка F_a на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то принимают $\sigma_m = 0$; в противном случае $\sigma_m = F_a / (\pi \cdot d^2 / 4)$;

ψ_σ – коэффициент; для углеродистых сталей, имеющих $\sigma_B = 650 \dots 750$ МПа, принимаем $\psi_\sigma = 0,2$; для легированных сталей $\psi_\sigma = 0,25 \dots 0,3$;

s_τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_v + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (163)$$

τ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения; $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$.

Значение коэффициента $\psi_\tau = 0,1$.

Остальные обозначения в формуле (163) имеют тот же смысл, что и в формуле (162), с той лишь разницей, что они относятся к напряжениям кручения.

Расчет на прочность ведем для ведомого вала.

Ведомый вал.

Принимаем материал вала – сталь 45 нормализованная.

$$\sigma_B = 570 \text{ МПа}; \quad \sigma_{-1} = 0,43 \cdot 570 = 245 \text{ МПа}; \\ \tau_{-1} = 0,58 \cdot 245 = 142 \text{ МПа}.$$

Определяем величины изгибающих моментов (см. рис. 9.6).

Вертикальная плоскость

$$M_K^B = M_N^B = 0;$$

$$M_M^B = R_{zK} \cdot g = 2481,0 \cdot 92,5 = 229493 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_L^B = R_{zK} \cdot (g + h) - F_{r4} \cdot h = 2481,0 \cdot (92,5 + 147,5) - 1439 \cdot 147,5 = \\ = 383188 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

Горизонтальная плоскость

$$M_K^r = M_L^r = M_N^r = 0;$$

$$M_M^r = R_{xK} \cdot g = 2429,4 \cdot 92,5 = 224720 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_{\Sigma M} = \sqrt{(M_M^B)^2 + (M_M^r)^2} = \sqrt{229493^2 + 224720^2} = 321195 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

$$M_{\Sigma L} = 383188 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Рассмотрим место установки зубчатого колеса M .

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:

$$k_{\sigma} = 1,59; \quad k_{\tau} = 1,49 \quad ([5], \text{табл. П28});$$

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,744; \quad \varepsilon_{\tau} = 0,634 \quad ([5], \text{табл. П28});$$

$$\psi_{\sigma} = 0,15; \quad \psi_{\tau} = 0,1.$$

Момент сопротивления кручению определяется по ([5], 11.8):

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}; \quad (164)$$

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{3,14 \cdot 78^3}{16} - \frac{22 \cdot 9 \cdot (78 - 9)^2}{2 \cdot 78} = 87088 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу определяется по ([5], 11.6):

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}; \quad (165)$$

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 78^3}{32} - \frac{22 \cdot 9 \cdot (78 - 9)^2}{2 \cdot 78} = 40523 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по ([5], 11.7):

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_{k \text{ нетто}}}; \quad (166)$$

$$\tau_v = \frac{650726}{2 \cdot 87088} = 3,7 \text{ МПа.}$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба определяется по ([5], 11.5):

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_{\Sigma M}}{W_{\text{нетто}}}, \quad (167)$$

$$\sigma_v = \frac{321195}{40523} = 7,9 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0;$$

Тогда

$$s_\sigma = \frac{245}{\frac{1,59}{0,744} \cdot 7,9} = 14,5;$$

$$s_\tau = \frac{142}{\frac{1,49}{0,634} \cdot 3,7 + 0,1 \cdot 3,7} = 15,7;$$

$$s = \frac{14,5 \cdot 15,7}{\sqrt{14,5^2 + 15,7^2}} = 10,7 > [s].$$

Условие прочности (160) выполняется.

Рассмотрим опору L .

Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,5; \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,5 + 0,4 = 2,5 \quad ([5], \text{табл. П27}).$$

Принимаем $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$.

Осевой момент сопротивления определяется по ([5], 11.10):

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}. \quad (168)$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 65^3}{32} = 26948 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений определяется по ([5], 11.9):

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_{\Sigma L}}{W}, \quad (169)$$

$$\sigma_v = \frac{383188}{26948} = 14,2 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0.$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = 2 \cdot 26948 = 53896 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по ([5], 11.11):

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_p}, \quad (170)$$

$$\tau_v = \frac{650726}{2 \cdot 53896} = 6,0 \text{ МПа}.$$

Тогда

$$s_\sigma = \frac{245}{3,5 \cdot 14,2} = 4,9;$$

$$s_\tau = \frac{142}{2,5 \cdot 6,0 + 0,1 \cdot 6,0} = 9,1;$$

$$s = \frac{4,9 \cdot 9,1}{\sqrt{4,9^2 + 9,1^2}} = 4,3 > [s].$$

Условие прочности (160) выполняется.

13 ВЫБОР И НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА

Посадки назначаем в соответствии с рекомендациями ([5], табл. 12.1).

Посадка шестерни и зубчатого колеса на вал $H7/p6$.

Посадка муфты $H7/m6$.

Посадка ведущей звездочки цепной передачи $H7/h6$.

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала $k6$. Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца – по $H7$.

14 СМАЗКА РЕДУКТОРА

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до погружения колеса на всю длину зуба.

Устанавливаем вязкость масла ([6], табл. 13.1). При контактных напряжениях $\sigma_H = 389,7$ МПа и $v = 1,3$ м/с вязкость масла должна быть приблизительно равна $34 \cdot 10^{-6}$ м²/с. По ([6], табл. 13.2) принимаем масло индустриальное И-Г-А-32.

Подшипники смазываем пластичным смазочным материалом – ЦИАТИМ–201.

15 СБОРКА РЕДУКТОРА

Сборку редуктора осуществляем на основании выполненных расчетов и разработанной графической части курсового проекта.

Подробно вопросы сборки редуктора представлены в работе [7].

16 ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

По результатам расчетов, произведенных в разделах 1 – 14, выполняем три чертежа.

Чертеж 1 – Сборочный чертеж двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора и спецификацию к нему.

Чертеж 2 – Чертежи (3 – 5) деталей (по указанию руководителя).

Чертеж 3 – Чертеж общего вида привода (в соответствии с рис. 1) и спецификацию к нему.

Более подробно данный вопрос рассмотрен в [7].

ЛИТЕРАТУРА

1. Акулов Н.В., Коновалов Э.Я. Разработка привода с одноступенчатым приводом: практ. руководство. – Гомель: ГГТУ, 2005. – 152 с.
2. Акулов Н.В., Глушак Е.М. Расчет и конструирование открытых механических передач: метод. указания к курсовому проекту. – Гомель: ГГТУ, 2009. – 47 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие. – М.: Высш. шк, 2000. – 447 с.
4. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие/ С.А. Чернавский и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.
5. Проектирование механического привода с многоступенчатым приводом. Коническо-цилиндрические редукторы: учеб.-метод. пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин»/Н.В. Акулов, А.И. Столяров. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2018. – 95 с.
6. Проектирование механического привода с многоступенчатым приводом. Цилиндрические редукторы: учеб.-метод. пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин»/А.И. Столяров, Н.В. Акулов. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2017. – 76с.
7. Проектирование многоступенчатых цилиндрических редукторов. Примеры расчета: учеб.-метод. пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин»/ Н.В. Акулов. – Гомель: ГГТУ им. П.О.Сухого», 2019. – 166 с.
7. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Калининград: Янтар. сказ, 2002. – 454 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

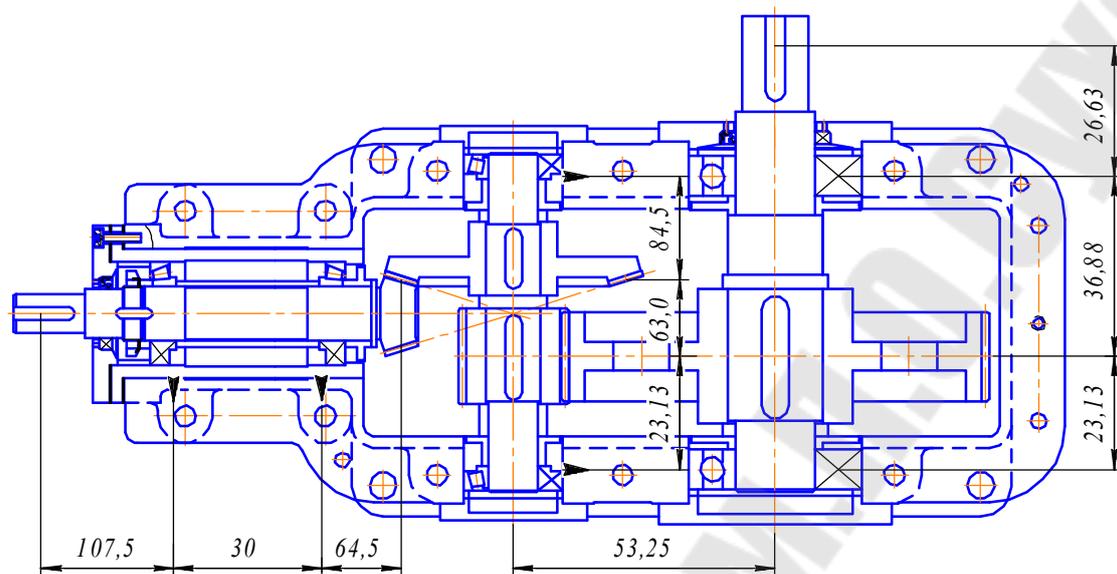


Рис. III. Компонировочная схема двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Расчет параметров зацепления коническо-цилиндрического редуктора.....	4
1 Энергетический и кинематический расчеты привода.....	5
2 Расчет тихоходной ступени редуктора (цилиндрической).....	9
3 Расчет быстроходной ступени редуктора (конической).....	27
4 Расчет открытой цепной передачи.....	50
5 Предварительный расчет валов. Выбор муфты.....	56
6 Конструктивные размеры шестерен и зубчатых колес.....	59
7 Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора.....	64
8. Первый этап эскизной компоновки редуктора.....	65
9 Проверка долговечности подшипников по динамической грузоподъемности.....	68
10 Второй этап эскизной компоновки редуктора.....	82
11 Проверка прочности шпоночных соединений.....	82
12 Уточненный расчет тихоходного вала.....	84
13 Выбор и назначение посадок основных деталей редуктора.....	89
14 Смазка редуктора.....	90
15 Сборка редуктора.....	90
16 Графическая часть.....	90
Литература.....	91
Приложение.....	92

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

**Учебно-методическое пособие
к курсовому проектированию по дисциплине
«Детали машин» для студентов специальностей
1-36 01 01 «Технология машиностроения»
и 1-36 12 01 «Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Составитель **Акулов Николай Владимирович**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 05.10.20.

Рег. № 69Е.
<http://www.gstu.by>